Cíntia Carla Melgaço de Oliveira

AVALIAÇÃO ENERGÉTICA DE SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO UTILIZANDO HIDROEJETOR

CAMPINAS

2014

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

CÍNTIA CARLA MELGAÇO DE OLIVEIRA

AVALIAÇÃO ENERGÉTICA DE SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO UTILIZANDO HIDROEJETOR

Orientador: Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestra, na área de Engenharia de Alimentos.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO
DEFENDIDA PELA ALUNA CÍNTIA CARLA MELGAÇO DE OLIVEIRA
E ORIENTADA PELO PROF. DR. VIVALDO SILVEIRA JUNIOR

ASSINATURA DO ORIENTADOR

_____

CAMPINAS

2014

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Faculdade de Engenharia de Alimentos
Claudia Aparecida Romano de Souza - CRB 8/5816

OL4a Oliveira, Cíntia Carla Melgaço de, 1988-
Avaliação energética de sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor / Cíntia Carla Melgaço de Oliveira. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Vivaldo Silveira Junior.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1. Resfriamento. 2. Termoacumulação. 3. Resfriamento evaporativo. 4. Ejetor. I. Silveira Junior, Vivaldo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Energy evaluation of evaporative cooling system using hidroejector
Palavras-chave em inglês:
Cooling
Thermal storage
Evaporative cooling
Ejector
Área de concentração: Engenharia de Alimentos
Titulação: Mestra em Engenharia de Alimentos
Banca examinadora:
Vivaldo Silveira Junior [Orientador]
Arai Augusta Bernardez Pecora
Florencia Cecilia Menegalli
Data de defesa: 28-03-2014
Programa de Pós-Graduação: Engenharia de Alimentos

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior

Orientador

Prof.ª Dr.ª Arai Augusta Bernardez Pecora

Membro titular

UNICAMP/FEM

Prof.ª Dr.ª Florencia Cecilia Menegalli

Membro titular

UNICAMP/FEA

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

Membro suplente

UNICAMP/FEQ

Pesquisadora Dr.ª Maria Isabel Berto

Membro suplente

ITAL

ABSTRACT

The search for efficient and affordable cooling equipment is increasing in the market. Big companies are always seeking to use thermal storage as a way to storage energy at low temperatures in their facilities due to economic factors. Therefore, this process can be done in off-peak energy periods and the energy stored can be used in times of high demand. This allows the design of smaller equipment, which can be coupled to the main system, improving the design of the physical space. Currently, evaporative cooling is conducted through the use of vacuum pumps or ejectors. This work aimed to construct and evaluate energy evaporative cooling system using an ejector, using water as the inner circulating fluid, which allows it to be installed in places plenty of water circulation, through the replacement of the cooling system using generators or mechanical devices by ejectors systems. Ejectors are devices used to drag samples by a jet of an auxiliary fluid, built essentially with a sniffer and a converging nozzle, which feeds a convergent-divergent compartment. After mechanical and electrical assembly of the system, the behavior of the system was evaluated by changing the volumetric flow rate and temperature of the circulation water, temperature of makeup water and cavitation water. The performance coefficient was also evaluated according to the different thermal inputs applied in the reservoir cooling. The higher vacuum obtained in the cooling tank was 8.5 kPa in a nominal volumetric flow rate of 4.1 ± 0.1 m³/h and circulating water at 5 ± 0.5 °C. In situation, the cooling water reached 9.7 ± 0.5 °C. There was no cavitation observed in hidroejector nozzle, since the pressure reached was not less than the saturation pressure of water in the operating conditions of the circulating water. The disturbance generated, like pulse, in the cooling reservoir with the replacement of the cooling water at different times, did not result in significant changes in vacuum destabilization or in the temperature rising in the cooling reservoir. The coefficient of performance (COP), evaluated at the greater inclusion of thermal power for cooling water (92.27 W) was 0.077. This value was underestimated due to problems of pump efficiency. The system studied was not ideal for cooling fluids at low temperatures the studied operating conditions, but it can be good enough when used for

cooling fluids with higher temperatures, which may be complementary to the main refrigeration systems.

Keywords: cooling; thermal storage; evaporative cooling; ejector.

RESUMO

A busca por equipamentos de refrigeração eficientes e acessíveis é crescente no mercado. Grandes empresas buscam instalar termoacumuladores, armazenamento de energia a baixa temperatura, em suas instalações por fatores econômicos. Com isso, este processo pode ser efetuado em horários fora de pico de energia e ser usado em horário de maior demanda energética, projetando-se então, equipamentos menores para acoplar ao sistema principal e melhorar o dimensionamento do espaço físico. Atualmente, um dos meios utilizado no sistema de resfriamento evaporativo é o uso de bomba de vácuo ou ejetores. Este trabalho tem como objetivo construir e avaliar energeticamente um sistema de resfriamento evaporativo com uso de ejetor, tendo água como fluido que circulará no seu interior, permitindo ser instalado em locais com abundância de água em circulação, perante a substituição ao sistema de resfriamento com uso de dispositivos mecânicos ou geradores. Ejetores são dispositivos usados para arrastar amostras por um jato de um fluido auxiliar, que constam essencialmente de um tubo aspirador e um bocal convergente, alimentando um compartimento convergente-divergente. Após a montagem mecânica e elétrica do sistema, estudou o comportamento do mesmo perante a mudança da vazão volumétrica e da temperatura da água de circulação, temperatura da água de reposição, presença de cavitação e avaliou o coeficiente de desempenho de acordo com as diferentes potências térmicas aplicadas no reservatório de resfriamento. O maior vácuo obtido no reservatório de resfriamento foi de 8,5 kPa nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação, atingindo 9,7 ± 0,5 °C a água de resfriamento. Não houve presença de cavitação no bocal do hidroejetor pois a pressão atingida no mesmo não foi inferior a pressão de saturação da água nas condições operacionais da água de circulação. A perturbação gerada, tipo pulso, no reservatório de resfriamento com a reposição da água de resfriamento em diferentes momentos de funcionamento do sistema, não resultou em mudanças expressivas quanto a desestabilidade do vácuo ou do aumento de temperatura no reservatório de resfriamento. O coeficiente de desempenho (COP), avaliado no sistema na maior inserção de potência térmica, 92,27 W pela água de resfriamento, foi de 0,077, sendo

subestimado devido a possíveis problemas de eficiência da bomba. O sistema em estudo não foi ideal para resfriamento de fluido a baixas temperaturas nas condições operacionais estudadas, mas pode ser muito bom quando utilizado para resfriamento de fluido a patamares de temperatura maior, podendo ser complementar aos sistemas de refrigeração principal.

Palavras–chaves: resfriamento; termoacumulação; resfriamento evaporativo; ejetor.

SUMÁRIO

ABSTRACT VII
RESUMO IX
LISTA DE FIGURAS XXI
LISTA DE TABELAS XXVII
1 INTRODUÇÃO 1
2 OBJETIVOS 3
2.1. OBJETIVO GERAL 3
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS 3
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 5
3.1. TERMOACUMULAÇÃO 5
3.2. SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO 6
3.2.1. Ejetores 9
3.2.1.1. Ejetores a vapor 11
3.2.1.1.1. Sistemas de refrigeração com ejetores a vapor e fluido refrigerante primário 12
3.2.1.2. Ejetores a líquido 19
3.2.1.2.1 Sistema de resfriamento com ejetores a líquido – ciclo aberto 20
3.3. COMPORTAMENTOS DO FLUIDO REFRIGERANTE 22
3.3.1. Fluido de trabalho 23
3.4. TRANSFERÊNCIAS DE MASSA, CALOR E MOMENTUM OCORRIDO NO SISTEMA 24
3.4.1. Transferência de massa 25
3.4.2. Transferência de calor 26
3.4.3. Transferência de quantidade de movimento 26
4 MATERIAL E MÉTODOS 29
4.1. DESCRIÇÃO DO CENÁRIO DE ESTUDO 31
4.2. METODOLOGIA APLICADA NA MONTAGEM DO PROTÓTIPO 34
4.3. INSTRUMENTAÇÃO EM MALHA ABERTA 35
4.3.1. Instrumentos 35
4.3.1.1. Transdutores de temperatura 35

4.3.1.2. Transmissores de pressão para vácuo e manômetro 36
4.3.1.3. Medidor e transmissor de vazão de líquido 37
4.3.1.4. Medidor de potência 37
4.3.1.5. Variador de tensão e multímetro 37
4.3.1.6. Medidor de nível 37
4.3.2. Equações utilizadas para conversão dos dados 38
4.3.2.1. Grandeza física: Pressão 38
4.3.2.2. Grandeza física: Intensidade de corrente elétrica 38
4.3.2.3. Grandeza física: Vazão volumétrica 39
4.3.3. Calibração dos instrumentos 39
4.3.3.1. Transdutores de temperatura 39
4.3.3.2. Medidor de vazão magnético 40
4.3.3.3. Transdutor e transformador de intensidade corrente elétrica 40
4.3.3.4. Variador de Tensão 40
4.4. PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS 40
4.4.1. Estudo do aquecimento da água de circulação 40
4.4.2. Estanqueidade do reservatório de resfriamento 41
4.4.3. Condições operacionais da água de circulação 42
4.4.4. Aplicação de cargas térmicas 43
4.4.5. Reposição da água de resfriamento 43
4.4.6. Cavitação 44
4.4.7. Avaliação energética 44
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO 47
5.1.CICLO PDSA APLICADO AO SISTEMA DE RESFRIAMENTO 47
5.2. CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE TEMPERATURA E MODULADOR DE TENSÃO 47
5.2.1.Transdutores de temperatura 47
5.2.2.Modulador de tensão 47
5.3. DIMENSIONAMENTO DO HIDROEJETOR 48
5.4. AQUECIMENTO DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO 52

5.5. INTEGRIDADE DO RESERVATÓRIO DE RESFRIAMENTO E DE REPOSIÇÃO DE ÁGUA 53
5.6. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DO HIDROEJETOR QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES CONDIÇÕES OPERACIONAIS 56
5.7. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO QUANDO SUBMETIDA A DIFERENTES CARGAS TÉRMICAS 62
5.8. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO QUANDO SUBMETIDA A DIFERENTES TEMPERATURAS DE ÁGUA DE REPOSIÇÃO 67
5.9. ESTUDO DA CAVITAÇÃO NO BOCAL DO HIDROEJETOR 73
5.10. AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE DE DESEMPENHO OU DE EFICÁCIA (COP) 74
6 CONCLUSÃO 77
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 81
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 83
APÊNDICES 87
A. RESULTADOS DE CALIBRAÇÃO 89
B. CICLO PDSA 91
C. DESENHOS TÉCNICOS DO HIDROEJETOR 95
D. COMPORTAMENTO DO SISTEMA QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES VAZÕES VOLUMÉTRICAS E DIFERENTES TEMPERATURAS DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO 97
E. COMPORTAMENTO DO SISTEMA QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES POTÊNCIAS TÉRMICAS NAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS NOMINAIS DE 4,1 ± 0,1 M³/H E 5 ± 0,5 °C DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO 129
ANEXO 135

"Depois de algum tempo você aprende a diferença, a sutil diferença, entre dar a mão e acorrentar uma alma. E você aprende que amar não significa apoiar-se, e que companhia nem sempre significa segurança... E começa a aceitar suas derrotas com a cabeça erguida e olhos adiante, com a graça de um adulto e não com a tristeza de uma criança. E aprende a construir todas as suas estradas no hoje, porque o terreno do amanhã é incerto demais para os planos, e o futuro tem o costume de cair em meio ao vão ... Aprende que verdadeiras amizades continuam a crescer mesmo a longas distâncias. E o que importa não é o que você tem na vida, mas quem você tem da vida...

Aprende que não temos que mudar de amigos se compreendemos que os amigos mudam, percebe que seu melhor amigo e você podem fazer qualquer coisa, ou nada, e terem bons momentos juntos. Descobre que as pessoas com quem você mais se importa na vida são tomadas de você muito depressa - por isso, sempre devemos deixar as pessoas que amamos com palavras amorosas, pode ser a última vez que as vejamos.

Aprende que as circunstâncias e os ambientes tem influência sobre nós, mas nós somos responsáveis por nós mesmos. Começa a aprender que não se deve comparar com os outros, mas com o melhor que pode ser. Descobre que se leva muito tempo para se tornar a pessoa que quer ser, e que o tempo é curto...

Aprende que paciência requer muita prática. Descobre que algumas vezes, a pessoa que você espera que o chute quando você cai, é uma das poucas que o ajudam a levantar-se. Aprende que maturidade tem mais a ver com os tipos de experiência que se teve e o que você aprendeu com elas, do que com quantos aniversários você celebrou. Aprende que há mais dos seus pais em você do que você supunha...

Aprende que quando está com raiva tem o direito de estar com raiva, mas isso não te dá o direito de ser cruel. Descobre que só porque alguém não o ama do jeito que você quer que ame, não significa que esse alguém não o ama com tudo o que pode, pois existem pessoas que nos amam, mas simplesmente não sabem como demonstrar ou viver isso...

Aprende que o tempo não é algo que possa voltar para trás. Portanto, plante seu jardim e decore sua alma, ao invés de esperar que alguém lhe traga flores. E você aprende que realmente pode suportar, que realmente é forte, e que pode ir muito mais longe depois de pensar que não se pode mais. E que realmente a vida tem valor e que você tem valor diante da vida!"

(William Shakespeare)

"A vida é uma peça de teatro
que não permite ensaios.
Por isso, cante, chore, dance,
ria e viva intensamente, antes
que a cortina se feche e a peça
termine sem aplausos."

(Charles Chaplin)

Dedico este trabalho aos meus pais, Carlos e Tânia, aos meus irmãos, Renato e Josiane, a todos os meus familiares e amigos pelas suas orações, amor e incentivo.

AGRADECIMENTOS

Eu gostaria de agradecer a minha família, aos meus pais, Carlos e Tânia, e aos meus irmãos, Renato e Josiane, pelo apoio, companheirismo, incentivo, orações, educação, caráter, confiança e valores.

Ao professor Vivaldo Silveira Junior pela sua orientação, atenção, paciência e confiança pelo meu trabalho.

Aos grandes amigos Eric Keven Silva, Davi Rocha Bernardes de Oliveira e a Ana Gabriela de Carvalho pelas suas orações, conselhos e o constante estímulo transmitido nessa caminhada.

Aos colegas de classe 2012/01, a república e pensão pelo apoio, paciência, conhecimento e entretenimentos.

Aos amigos, familiares e a todos que colaboraram direta ou indiretamente com a execução deste trabalho.

Ao apoio financeiro da CAPES pela bolsa de mestrado.

Aos funcionários, professores e alunos do Departamento de Engenharia de Alimentos e do Laboratório de Automação e Controle de Processos de Alimentos (LACPA) pelo acolhimento, paciência e constantes ensinamentos. Em especial ao Izaias (Zazá), Juliano e Mirko, meus amigos de laboratório que me ensinaram muito e trabalharam junto comigo.

Aos membros pelas contribuições para melhoria do meu trabalho, por meio de sugestões, correções, e por aceitarem participar da minha banca.

E por fim, gostaria de lembrar e agradecer a Deus que tornou tudo isso possível e real, guiando e abençoando meus passos. Com certeza, nada aconteceu por acaso ou por sorte, mas sim, por vontade Dele.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Seções do ejetor. Fonte: Oliveira; Botrel e Frizzone (1996). 10

Figura 3.2 - Funcionamento do ejetor. Fonte: Peters (1969)..... 10

Figura 3.3 - Ejetor. Fonte: Aphornratana e Eames (1997). 11

Figura 3.4 - Ejetor. Fonte: Sriveerakul; Aphornratana e Chunnanond (2007)..... 11

Figura 3.5 - Ejetor. Fonte: Sun; Eames e Aphornratana (1996)..... 12

Figura 3.6 – Ejetor. Fonte: Cizungu; Groll e Ling (2005)..... 12

Figura 3.7 - Componentes de um ejetor. Fonte: Huang e Chang (1999)..... 13

Figura 3.8 - Diagrama do sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor intermitente, Vargas et al. (2009). 15

Figura 3.9 - Esquema de sistema de refrigeração com uso de ejetor a vapor. Fonte: Sokolov e Hershgal (1990). 17

Figura 3.10 - Esquema do sistema de refrigeração com uso de ejetores de vapor mostrando a configuração bomba. Fonte: Kasperski (2010) (esquerda) e Aphornratana e Eames (1997) (direita). 18

Figura 3.11 - Esquema do sistema de resfriamento com uso de ejetores de vapor mostrando a configuração gravitacional (à esquerda) e roto-gravitacional (à direita). Fonte: Kasperski (2010). 18

Figura 3.12- Hidroejetores disponível no mercado. Fonte: Oliveira; Botrel e Frizzone (1996). 19

Figura 3.13 - Esquema do sistema de resfriamento com hidroejetor. Fonte: Jeong et al. (2005) com algumas adaptações..... 21

Figura 3.14 - Esquema do sistema de resfriamento com hidroejetor. 25

Figura 4.1 - Esquema de operação do sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor..... 30

Figura 5.1 – Partes que compõe o hidroejetor..... 49

Figura 5.2 – Hidroejetor. 51

Figura 5.3 – Esquema do Hidroejetor. 52

Figura 5.4 – Teste de aquecimento da água de circulação. 52

Figura 5.5 – Teste de vazamento no reservatório de resfriamento (TQ-2). Todos os sensores mediram a fase gasosa contida no reservatório de resfriamento. 54

Figura 5.6 – Teste de Vazamento no reservatório de reposição (TQ-3). Todos os sensores mediram a fase gasosa contida no reservatório de resfriamento. 56

Figura 5.7– Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) nas vazões nominais de 3,7; 3,9 e 4,1 ± 0,1 m³/h. 58

Figura 5.8 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) na vazão nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h. 59

Figura 5.9 – Comportamento da pressão em diferentes vazões volumétricas nominais da água de circulação na temperatura nominal de 20 ± 0,5 °C. 60

Figura 5.10 – Relação da potência térmica cedida pela resistência elétrica e a potência absorvida pela água de resfriamento. 63

Figura 5.11 – Comportamento da temperatura da água de resfriamento após a perturbação da carga térmica tipo de grau fornecido ao sistema de resfriamento. 65

Figura 5.12 – Aplicação de potência térmica útil fornecida pela resistência elétrica de 99,35 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. 66

Figura 5.13 – Variação da pressão e temperatura no reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 30 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. 67

Figura 5.14 – Perturbação gerada na pressão e temperatura do reservatório de resfriamento pela reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 30 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação (Figura ampliada). 68

Figura 5.15 – Variação da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento nas temperaturas de 40, 50, 60, 70 e 80 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. ... 69

Figura 5.16 – Perturbação gerada na pressão e temperatura do reservatório de resfriamento pela reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 40 a 80 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação (Figura ampliada). 70

Figura 5.17 – Variação da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 40 °C e na aplicação da potência térmica fornecida pela resistência de 213,6 Watts, equivalente a Q_a = 92,27 Watts, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.... 71

Figura 5.18 – Perturbação gerada na pressão e temperatura do reservatório de resfriamento pela reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 40 °C e na aplicação da potência térmica fornecida pela resistência de 213,6 Watts, equivalente a Q_a = 92,27 Watts, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação (Figura ampliada). 72

Figura 5.19 - Comparação da pressão de saturação da água de circulação em relação a pressão atingida pela mesma no sistema de resfriamento evaporativo, nas diferentes combinações das condições operacionais nominais. 73

Figura D.1 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média das TT 101 a 103) na vazão nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h. 98

Figura D.2 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C. 100

Figura D.3 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C. 101

Figura D.4 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C. 103

Figura D.5 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C. 103

Figura D.6 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C. 104

Figura D.7 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C. 105

Figura D.8 –Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C. 106

Figura D.9 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C. 106

Figura D.10 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 107

Figura D.11 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 108

Figura D.12 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h. 109

Figura D.13 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C. 111

Figura D.14 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C. 111

Figura D.15 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C. 112

Figura D.16 –Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C. 113

Figura D.17 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C. 114

Figura D.18 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C. 114

Figura D.19 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C. 115

Figura D.20 –Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C. 116

Figura D.21 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 117

Figura D.22 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 117

Figura D.23 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h. 119

Figura D.24 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C. 120

Figura D.25 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C. 121

Figura D.26 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C. 122

Figura D.27 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C. 122

Figura D.28 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C. 123

Figura D.29 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C. 124

Figura D.30 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C. 125

Figura D.31 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 125

Figura D.32 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 126

Figura D.33 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C. 127

Figura E.1 – Aplicação das potências térmicas fornecida pela resistência elétrica de 1,3 W, 5,4 W, 12,7 W, 23,4 W e 36,3 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. 129

Figura E.2 – Aplicação da potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 52,3 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.. 131

Figura E.3 – Aplicação da potência térmica de 94,4 W no reservatório de resfriamento (TQ-2), nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. 132

Figura E.4 – Aplicação de potência térmica fornecida pela resistência térmica de 119,7 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.. 133

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Classificação das pressões. Fonte: Moutinho; Silva e Cunha (1980). 7

Tabela 3.2 - Dimensões do Ejetores tendo líquido como fluido de circulação. 20

Tabela 4.1- Descrição da montagem e instrumentação. 30

Tabela 5.1 – Razões das dimensões dos ejetores encontrados na literatura (JEONG et al., 2005 e OLIVEIRA; BOTREL; FRIZZONE, 1996). 49

Tabela 5.2 – Dimensões reais dos três primeiros hidroejetores estudados..... 50

Tabela 5.3 – Temperatura atingida pela água de resfriamento (°C), contida no reservatório de resfriamento, nas diferentes condições operacionais nominais, sem aplicação de carga térmica e na temperatura média inicial de 30 °C..... 61

Tabela 5.4 – Potência térmica fornecida pela resistência elétrica e potência térmica absorvida pela água de resfriamento. 62

Tabela 5.5 – Temperatura média (TT 107 e TT 108) atingida pela água de resfriamento (°C) quando submetido a diferentes potência térmicas, nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C. 64

Tabela 5.6 – Coeficiente de desempenho do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor em diferentes potências térmicas absorvidas pela água de resfriamento. 74

Tabela A.1- Equações de calibração dos transdutores de temperatura utilizados nos ensaios experimentais..... 89

Tabela B.1 - Demonstração do ciclo PDSA (Plan, Do, Study e Act) utilizado na montagem do sistema de resfriamento. 91

Tabela D.1 – Variação da vazão volumétrica em diferentes temperaturas da água de circulação para vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h..... 97

Tabela D.2 – Pressão no reservatório de resfriamento em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h. 99

Tabela D.3 – Variação da vazão volumétrica da água de circulação em diferentes temperaturas da água de circulação para vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h. 108

Tabela D.4 – Pressão no reservatório de resfriamento em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h. 110

Tabela D.5 – Variação da vazão volumétrica da água de circulação em diferentes temperaturas para vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h..... 118

Tabela D.6 – Pressão no reservatório de resfriamento em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h. 119

1 INTRODUÇÃO

Indústrias e pesquisadores estão em busca de sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes e econômicos. Com esse objetivo está surgindo no mercado equipamentos que modificam o sistema de refrigeração convencional ou são combinados a ele para aumentar a sua eficiência e viabilidade.

No amplo ambiente da refrigeração está sendo relevante, principalmente para grandes indústrias, o estudo do uso de termoacumuladores, armazenamento de energia a baixas temperaturas, em horários em que não há picos de energia elétrica e as tarifas são baixas, para posteriormente serem usados em horários de maior demanda energética nas indústrias. Com esse sistema pode-se obter uma economia financeira de até 70%, dependendo do segmento e horários de funcionamento a empresa (Thermoambiental, 2013).

Uma alternativa de um sistema de resfriamento com custo viável é o evaporativo com uso de ejetores. Estes são dispositivos simples, regido pelo princípio de *Bernoulli*, em que, pela vazão de ar, água ou vapor que passa em seu interior, produz uma queda de pressão que pode ser aproveitada para evaporar e resfriar um fluido. O resfriamento ocorre devido ao princípio natural em que há a retirada de calor sensível do fluido pela sua evaporação (entalpia de vaporização).

Sistemas de resfriamento evaporativo com uso de ejetores a vapor são os mais utilizados, apresentando meios para dimensionamento como também vários estudos com detalhes da unidade geométrica feitas com ajuda de software. Já o uso de ejetores utilizando água líquida como fluido de circulação no seu interior, hidroejetores, são pouco utilizados, o que indagou a obter novos conhecimentos a respeito do seu comportamento, permitindo a possibilidade de criar um sistema de resfriamento simples e aplicável em locais com abundância de água em circulação.

A construção do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor foi pensada para aplicação em propriedades rurais ou industriais que apresente, no seu território, abundância de escoamento de recursos hídricos. Dependendo da forma que esse recurso estiver disponível na propriedade, o sistema em estudo pode produzir o

resfriamento sem qualquer utilização de energia elétrica, por exemplo, com o aproveitamento do escoamento da água para produção de baixa pressão.

O sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor veio para substituir sistemas de refrigeração convencional, bombas de vácuo, ejetores a vapor, entre outros, onde haja circulação ou escoamento do fluido para ser aproveitado ou implementado para determinadas condições operacionais. É um sistema de baixo investimento financeiro e tem apelo sustentável, não gerando qualquer tipo de resíduo para o meio ambiente. Ele utiliza fluido refrigerante não tóxico, não inflamável, não possui potencial carcinogênico e ainda é um recurso abundante no país, a água.

2 OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GERAL

O objetivo principal deste estudo foi construir e avaliar energeticamente um sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Montar e instrumentar o protótipo para definir as condições operacionais e dimensionamento do hidroejetor.

- Avaliar a influência das condições operacionais da água de circulação no hidroejetor em relação aos efeitos sobre o reservatório de resfriamento/termoacumulação para aplicação de cargas térmicas.

- Avaliar a influência das condições operacionais, tais como, velocidade e temperatura da água de circulação e da temperatura da água de reposição em quantidades fixas, sobre a temperatura da água no reservatório de resfriamento.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. TERMOACUMULAÇÃO

A termoacumulação é o armazenamento de energia térmica em alta ou baixa temperatura, a qual pode ser utilizada em um sistema de refrigeração secundário em duas formas: em gelo (calor latente) ou em água gelada (calor sensível), sendo a segunda opção a mais utilizada.

De acordo com Chumioque (2004) a termoacumulação consiste na produção e acumulação de gelo ou água gelada em tanques, capazes de eliminar a dependência entre a produção e consumo, ou entre a oferta e a demanda. O mesmo autor diz que a principal vantagem do armazenamento de água gelada em relação ao gelo é fornecer temperaturas de evaporação no ciclo de refrigeração mais elevadas do que as utilizadas nos ciclos com armazenamento de gelo. Portanto o processo global é mais eficiente, consumindo menos energia. Outra vantagem é que a água possui fácil adaptação a tanques de armazenamento e que pode ter funcionamento simultâneo ao de tanques de resfriamento de líquido (chillers).

O processo de termoacumulação é feito principalmente em período noturno, quando há baixa demanda térmica, as tarifas de energias são menores e tem-se uma melhor eficiência do sistema primário de refrigeração convencional a compressão. Assim o seu uso é feito normalmente durante o dia, principalmente nos horários de maior demanda térmica e maiores picos de energia elétrica. Mas mesmo se não houver tarifa diferenciada de eletricidade, ainda assim podem ser obtidos benefícios energéticos, pois o ciclo de refrigeração primário convencional é mais eficiente no período noturno devido a temperatura de condensação ser mais baixa. Como também as cargas de pico podem ser reduzidas nivelando-se a demanda de “frio” por um período mais longo do dia, de modo que a capacidade do compressor do fluido refrigerante do ciclo primário pode ser menor.

Em muitos processos onde há alta carga térmica em curto período de tempo, o processo de resfriamento necessita de equipamento de grande porte, tornando antieconômico e inconveniente por causa do seu superdimensionamento. Uma alternativa

para esse problema é o uso do sistema de refrigeração secundário que irá promover o resfriamento final, contribuindo, portanto para um processo mais eficiente, compacto e simplificado, tornando mais econômico e flexível, devido ao menor investimento inicial (MEDEIROS; BARBOSA; FONTES, 2010). Dentre outras vantagens tem-se também a considerável redução da carga de refrigerante, trazendo menor impacto ambiental e temperatura de resfriamento mais estável.

Há vários estudos sobre a acumulação do "frio" com diferentes formas de armazenamento e aplicações. Por exemplo, Rismanchi et al. (2012) investigaram os benefícios energéticos, econômicos e ambientais da utilização do sistemas de armazenamento térmico do gelo (ITS – Ice Thermal Storage) sobre o sistema de ar condicionado convencional em edifícios de escritórios na Malásia. Os sistemas de ar condicionado foram considerados como os principais consumidores de energia em edifícios de escritórios com cerca de 57 % de participação. Em seus estudos, Rismanchi et al. (2012) concluíram que o sistema ITS podem desempenhar um papel vital em consumir os recursos naturais de uma forma mais eficiente, econômica e ambientalmente benigna, alterando o consumo de eletricidade padrão para superar a disparidade entre a geração de energia e demanda de energia.

3.2. SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O sistema de resfriamento evaporativo é um processo que a natureza oferece em converter calor latente em calor sensível. Esse processo pode ocorrer de forma direta, quando há contato entre os fluidos, por exemplo, resfriamento do ar por contato direto com uma superfície líquida, com uma superfície sólida molhada ou através de sprays, ou de forma indireta, quando há uma barreira física entre os fluidos, por exemplo, quando o ar, relativamente seco, é mantido separado do ar do lado molhado, onde o líquido está sendo vaporizado (CAMARGO, 2004). Uma terceira forma de ocorrer o resfriamento evaporativo acontece quando o sistema é submetido a baixas pressões, ou seja, a pressão de vapor da água na fase líquida, que é a pressão de saturação, quando superior à pressão de vapor parcial da água na fase de gasosa permite-se a evaporação. Para isso, a água na fase líquida

absorve calor da sua vizinhança, aumenta a sua energia interna e muda de estado de agregação, passando para a fase vapor, enquanto a água restante no recipiente se resfria.

O sistema de resfriamento evaporativo está sendo bastante utilizado para climatização de ambiente para conforto térmico humano, confinamento de animais, em estufas, no armazenamento de produtos hortifrutigranjeiros, torre de resfriamento de água, lavadores de ar, condensadores evaporativos, etc. Segundo Schibuola (1997) o sistema pode ser utilizado como pré-resfriador no sistema convencional, reduzindo, portanto os custos de operação do sistema.

Dentre as diferentes maneiras para obter-se o resfriamento evaporativo, está à exposição do fluido primário a baixas pressões, o vácuo. Vácuo indica ideia de espaço vazio, ou seja, sem a presença de moléculas ou átomos, mas que até hoje não se conseguiu atingir tal escala. Assim, na realidade, para um determinado volume pode-se atribuir a denominação de vácuo quando a massa específica de partículas nele existente é inferior àquela que encontramos na atmosfera nas condições normais de temperatura e pressão (MOUTINHO; SILVA; CUNHA, 1980).

De acordo com Moutinho; Silva e Cunha (1980), conforme a pressão diminui, o vácuo atingido é classificado de vácuo primário, alto vácuo, vácuo muito alto e ultra alto vácuo (Tabela 3.1).

Tabela 3.1 - Classificação das pressões. Fonte: Moutinho; Silva e Cunha (1980).

Pressões (mbar)	Zonas de Pressão
10^3	Pressão Atmosférica
10^2 a 1	Vácuo
10^{-1} a 10^{-3}	Vácuo Primário
10^{-4} a 10^{-6}	Alto Vácuo
10^{-7} a 10^{-9}	Vácuo Muito Alto
10^{-10} a 10^{-15}	Ultra Alto Vácuo

A zona de pressão esperada para o sistema de resfriamento evaporativo em estudo foi à zona de pressão classificada como vácuo, a uma pressão de 10 a 10^2 mbar, podendo esse vácuo ser melhorado pelas condições imposta ao sistema e pelo aprimoramento do hidroejetor.

Na construção do sistema de resfriamento evaporativo, utilizando baixas pressões, é preciso operar equipamentos que o produza, retirando as moléculas do recipiente, a fim de reduzir a massa específica molecular e, portanto, a pressão, com o uso de bomba de vácuo ou ejetores, também chamado de trompa.

A bomba de vácuo é o equipamento mais utilizado nos sistemas de resfriamento evaporativo a baixa pressão, devido a fornecer maior eficiência na realização do vácuo. Enquanto ejetor de vapor opera na zona de 1013 a $4x10^{-2}$ mbar, as bombas de difusão e as bombas "booster" operam na zona de $<10^{-3}$ mbar e 10^{-2} a 10^{-4} mbar, respectivamente (MOUTINHO; SILVA; CUNHA, 1980).

Uma bomba bastante utilizada é a bomba rotativa de selagem de óleo. Esta bomba produz alto vácuo (10^{-3} a 10^{-4} mbar) graças à função do lubrificante utilizado em produzir um filme no qual consegue vedar as pequeninas folgas entre as partes interfinas. Por outro lado, ela traz consigo um fator limitante que reduz a sua eficiência. Esse fato surge quando o vapor succionado do evaporador entra em contato com o interior da bomba alcançando o sistema de lubrificação, formando então uma emulsão de água e óleo devido à agitação do rotor. Para eliminar esse problema é instalado condensador/desumidificador, que por sua vez encarece e muitas vezes inviabilizam o sistema de refrigeração, utilizadas para estas funções.

Já as bombas de vácuo de anel de líquido não trazem consigo o problema de emulsão. O funcionamento destas se dá pela ocupação parcial do corpo por um líquido para formar o anel. O anel forma células entre as lâminas do impulsor que expandem durante a rotação, aspirando aos gases através da sucção. Com o movimento, as células são comprimidas, forçando o gás a sair pela descarga. As desvantagens do seu uso estão no fato de que juntamente com gás sai também parte do líquido e que a pressão de sucção final é usualmente limitada pela pressão de vapor do selo líquido.

Para sistemas de resfriamento evaporativo com uso de ejetores têm-se disponíveis ejetores a vapor e ejetores com uso de líquido como fluido de circulação no seu interior. Algumas vantagens do sistema de resfriamento com uso de ejetores em relação ao uso de bomba a vácuo são que ejetores não trazem consigo a limitação da emulsão como também a saída de líquido com o vapor, uma vez que esses são equipamentos regidos pelo princípio de *Bernoulli*, onde a ocorrência de baixas pressões se dá pela simples diminuição do diâmetro da "garganta", mas que, por sua vez, possui baixo coeficiente de desempenho devido ao baixo vácuo alcançado.

Aphornratana e Eames (1997) relatam que quando comparado um sistema de refrigeração por absorção com um sistema de refrigeração por ejetor e uso de vapor, este último é relativamente simples de construir, operar e controlar, usando apenas um componente de fluido de trabalho. E mesmo que o coeficiente de desempenho (COP) seja relativamente baixo (menor que 0,3 no presente estudo), o seu custo de capital e de manutenção deverão fazê-lo tornar-se um sério concorrente com qualquer outro ciclo.

3.2.1. EJETORES

Atualmente o uso de ejetores está sendo utilizado em diversas práticas para arrastar amostras por um jato de um fluido auxiliar, sendo essas amostras fluidas (gás, líquido ou vapor) ou misturas (fluido-sólido), mas muitas vezes de forma errada, devido à obscuridade das especificações técnicas.

Ejetores, dito também como trompas, são dispositivos que constam essencialmente de um tubo aspirador e um bocal convergente alimentando um bocal convergente-divergente.

De acordo com Oliveira; Botrel e Frizzone (1996), um ejetor (Figura 3.1) é constituído de três compartimentos sequenciais de formas cônica-convergente (1), cilíndrica (2) e cônica-divergente (3), onde é inserido um tubo aspirador na porção cilíndrica. O autor relata que o fluido auxiliar, fluido este que passa no interior do ejetor e que vai produzir a sucção desejada, ao passar pelo ejetor no sentido convergente para o divergente, atinge na seção cilíndrica de menor área, velocidade máxima e, portanto,

pressão mínima, devida a conservação de energia, visto pela equação de *Bernoulli*. Em decorrência da redução da pressão é criada no tubo aspirador uma condição de pressão inferior à reinante externamente, provocando, consequentemente, o arraste de fluído para o interior do ejetor.

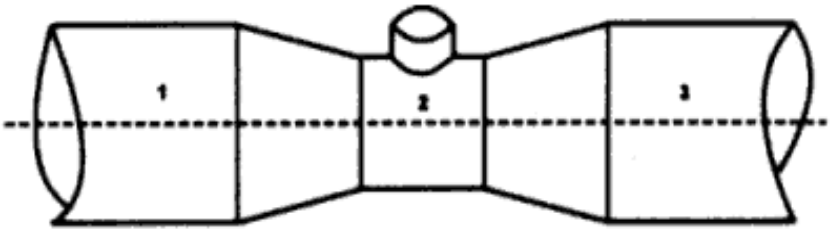


Figura 3.1 - Seções do ejetor. Fonte: Oliveira; Botrel e Frizzone (1996).

Peters (1969), citado por Oliveira, Botrel e Frizzone (1996), explica o princípio de funcionamento de um ejetor de acordo com a Figura 3.2. O fluido inicialmente passa pela seção B com uma vazão mássica $\dot{m}_1$ e nível energético H_1 (pressão) em regime de escoamento permanente. Parte da energia deste jato é cedida, principalmente na câmara de mistura M, à vazão de fluído $\dot{m}_2$ que atravessa o bocal S, inicialmente num nível energético inferior a H_1, nomeado como H_2. Na saída da câmara M, as duas vazões mássicas já misturadas ($\dot{m}_1 + \dot{m}_2$) têm quase a mesma velocidade v'_3, sob o nível energético H'_3. A velocidade v'_3 é reduzida no difusor D para o valor v_3 e, na saída do ejetor, a massa $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ assume o nível energético H_3.

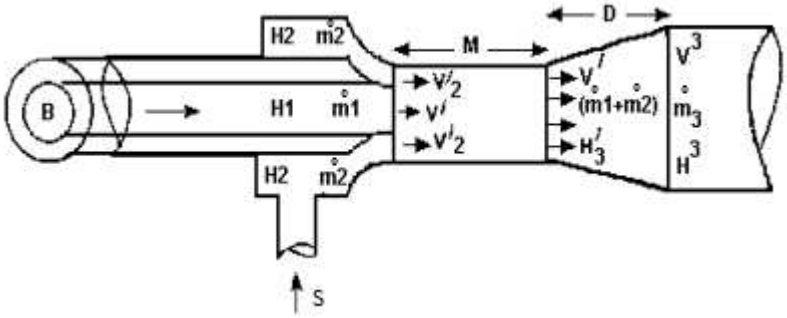


Figura 3.2 - Funcionamento do ejetor. Fonte: Peters (1969).

3.2.1.1. Ejetores a vapor

Em seguida, nas Figuras 3.3 a 3.6, estão apresentados diferentes modelos de ejetores a vapor, de acordo com os estudos abordados pelos seus respectivos autores:

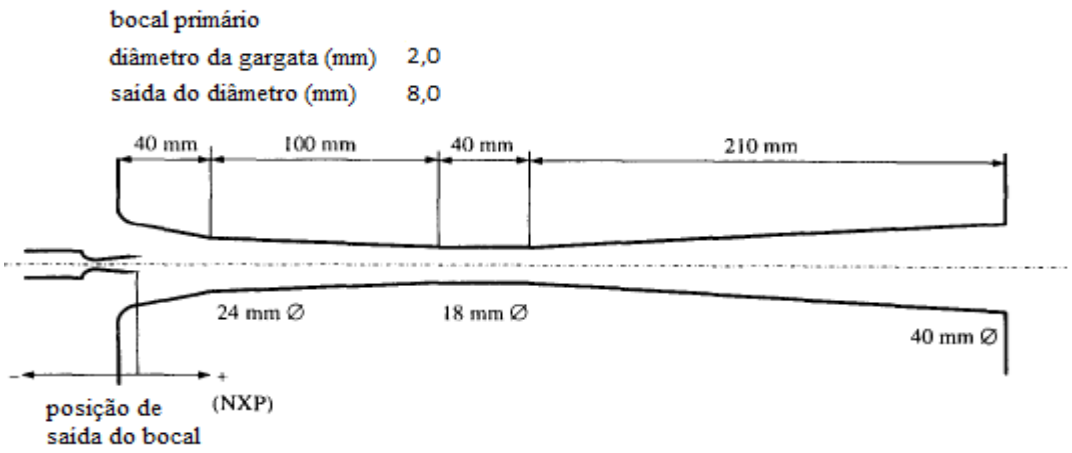


Figura 3.3 - Ejetor. Fonte: Aphornratana e Eames (1997).

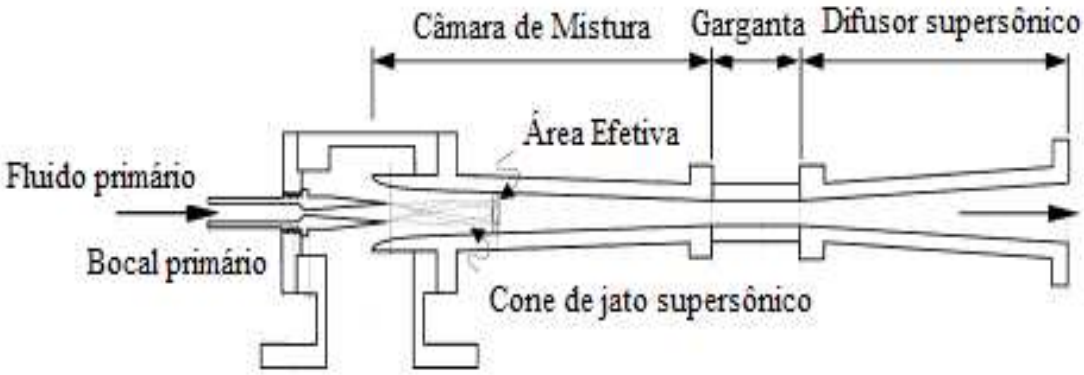


Figura 3.4 - Ejetor. Fonte: Sriveerakul; Aphornratana e Chunnanond (2007).

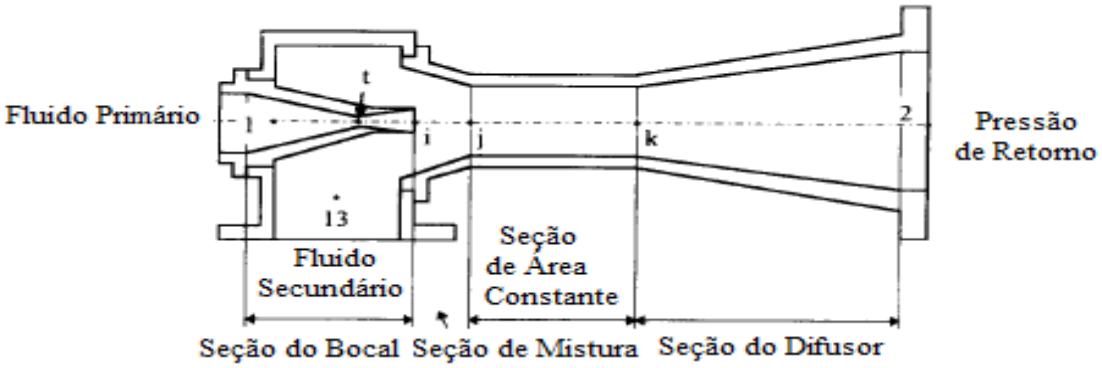


Figura 3.5 - Ejetor. Fonte: Sun; Eames e Aphornratana (1996).

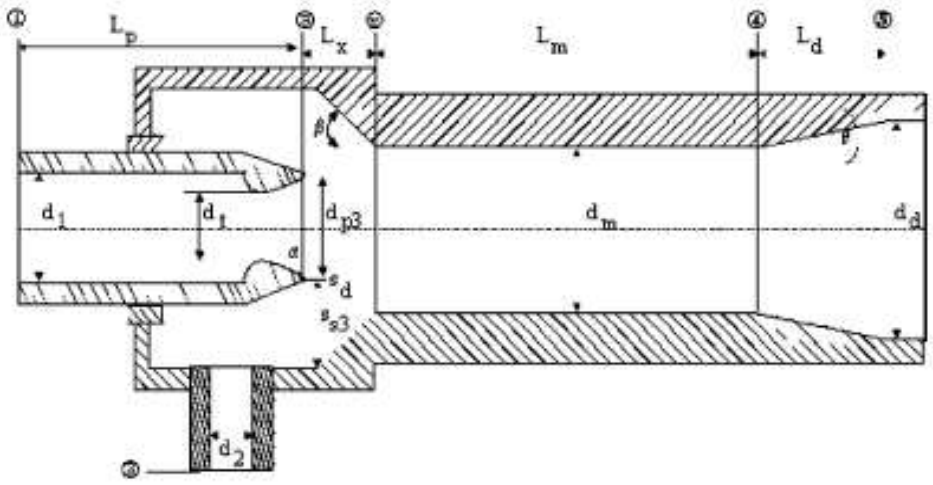


Figura 3.6 – Ejetor. Fonte: Cizungu; Groll e Ling (2005).

3.2.1.1.1. Sistemas de refrigeração com ejetores a vapor e fluido refrigerante primário

Sistema de refrigeração utilizando ejetores a vapor e fluido refrigerante primário está bastante fundamentado na literatura, trazendo vários trabalhos com estudos detalhados e com auxílio de softwares. Nesta linha de pesquisa, ejetores a vapor, destacam-se Huang e Chang (1999) que desenvolveram duas correlações empíricas [Equações (3.1) e (3.2)] para projetar o ejetor a vapor (Figura 3.7) que opera com fluido refrigerante R141b, fluido este que percorre o seu interior.

$$A_e/A_t = -\ 0{,}0517\ .\ (A_3/A_t)^2 + 1{,}4362\ .\ (A_3/A_t) - 4{,}1734 \qquad (3.1)$$

$$A_3/A_t = b_0+b_1.r_c+b_2.r_c^2+b_3.r_g+b_4.r_c.r_g+b_5.r_c^2.r_g+b_6.r_g^2+b_7.r_c.r_g^2+b_8.r_c^2.r_g^2 \qquad (3.2)$$

Onde:

$r_c = P_c^*/P_e$	$b_1 = -\ 6{,}7759$	$b_4 = -\ 0{,}590$	$b_7 = 0{,}012983$
$r_g = P_g/P_e$	$b_2 = 1{,}4952$	$b_5 = 0{,}018105$	$b_8 = -\ 0{,}000812145$
$b_0 = 5{,}4497$	$b_3 = 2{,}3116$	$b_6 = -\ 0{,}03786$	

Sendo: A_e - área da garganta hipotética da vazão secundária; A_t - área da garganta do bocal; A_3 - área da câmara de mistura; P_c^* -pressão crítica de condensação; P_e - pressão de evaporação e P_g - pressão da vazão primária.

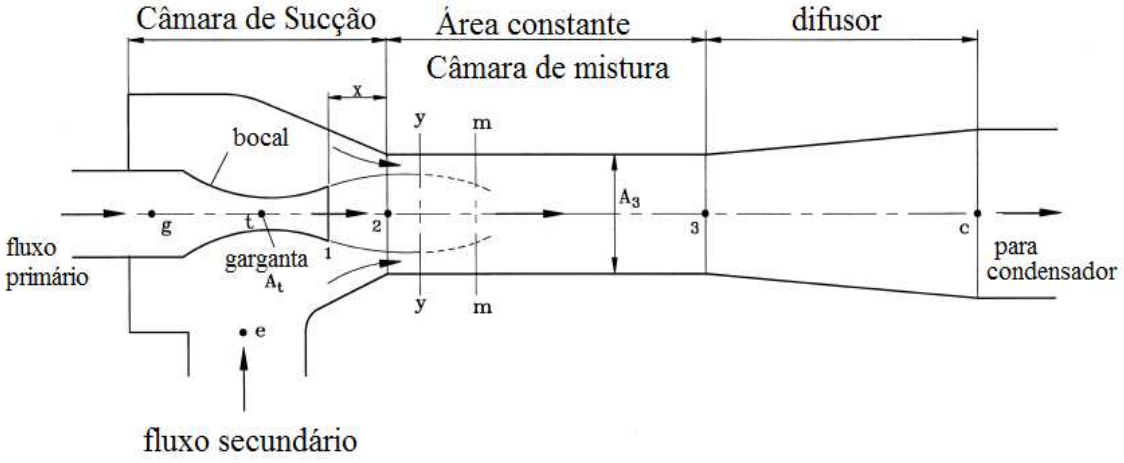


Figura 3.7 - Componentes de um ejetor. Fonte: Huang e Chang (1999).

Huang et al. (1999) trazem estudos sobre a câmara de mistura do ejetor de vapor a pressão constante, onde a mistura da vazão primária, corrente esta que vai produzir a sucção do fluido secundário e que passa em todo o interior do ejetor, e a vazão secundária ocorrem.

Aphornratana e Eames (1997) relatam que vários fatores alteram o (COP) do sistema de resfriamento evaporativo utilizando ejetor a vapor. Como, por exemplo, as temperaturas envolvidas, razão das áreas do bocal primário e da área do difusor, como

também a distância entre o bocal e a câmara de mistura. Os autores concluíram que o uso de ejetor com bocal primário móvel proporciona uma operação mais flexível no mesmo.

Sriveerakul; Aphornratana e Chunnanond (2007) comentam que a grande desvantagem de um jato de vapor de refrigeração é o seu baixo coeficiente de desempenho em relação aos demais tipos de ciclos de refrigeração. Eles sugerem que o desempenho pode ser melhorado, principalmente nos efeitos da geometria do ejetor, através da modelagem de fluxo com a utilização de recursos software como Computational Fluid Dynamics (CFD), validados com valores experimentais. Os autores trazem em seus estudos o comportamento detalhado da variação da pressão de vapor e da velocidade do fluido ao longo do ejetor.

Vargas et al. (2009) utilizaram as correlações empíricas de Huang e Chang (1999) para dimensionamento do ejetor a vapor do sistema de refrigeração proposto e realizaram simulações com diferentes fluidos refrigerantes sintéticos com o auxílio do software EES (Engineering Equation Solver). O sistema de refrigeração estudado pelos autores é composto de um gerador de vapor, um ejetor, um condensador, um evaporador, um tubo capilar, um acumulador e três válvulas solenóides (Figura 3.8).

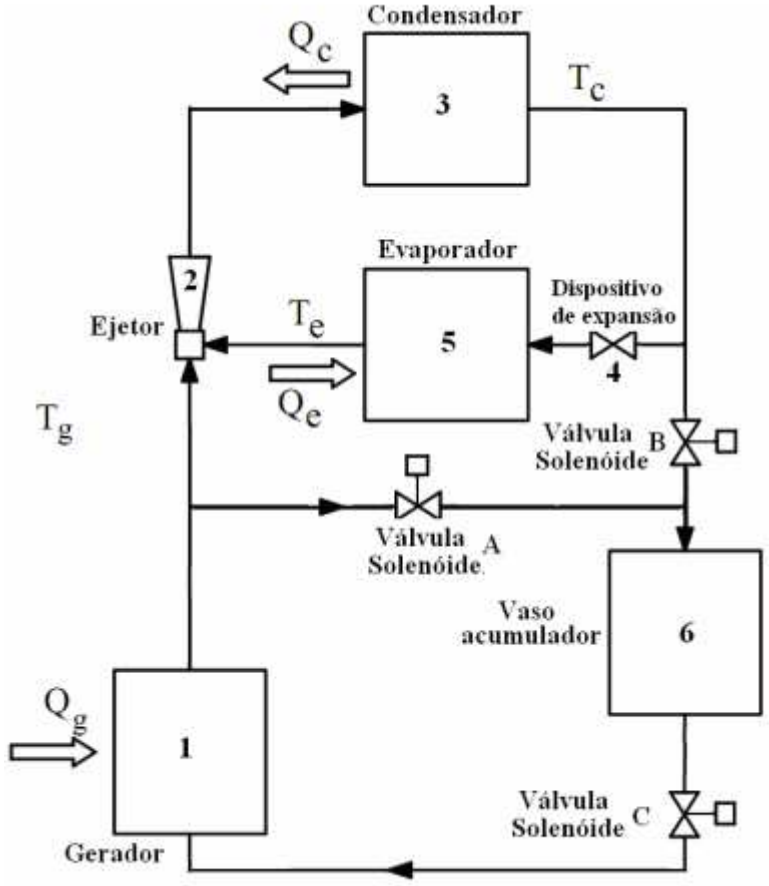


Figura 3.8 - Diagrama do sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor intermitente, Vargas et al. (2009).

Este sistema de refrigeração tem duas fases de operação:

I) Fase de produção de frio: trabalha com as válvulas solenóides (A) e (C) fechadas e a válvula solenóide (B) aberta. O calor (Qg) é fornecido para o gerador (1), que libera vapor a alta pressão e na temperatura de geração (Tg), que passa pelo ejetor (2) arrastando o vapor do evaporador (5), reduzindo sua pressão e a temperatura de evaporação (Te), produzindo o frio na câmara fria, ao retirar o calor (Qe) do ambiente, que é o calor latente de vaporização do fluido refrigerante. Os vapores são misturados no ejetor (2) e conduzidos ao condensador (3) onde será liquefeito, descartando o calor (Qc) do sistema, que é o calor latente de condensação do fluido refrigerante e parte deste condensado vai para o evaporador (5) através do tubo capilar (4) e a outra parte é armazenada no acumulador (6);

II) Fase de recarga de refrigerante: as válvulas solenóide (A) e (C) são abertas e a válvula solenóide (B) é fechada. O fluido de trabalho acumulado no vaso (6) é transferido para o gerador (1), completando o ciclo de refrigeração intermitente.

Os mesmos autores, Vargas et al. (2009), obtiveram as melhores propriedades termodinâmicas e de transporte com o uso do refrigerante R141b como fluido de trabalho, sendo este abundante e de baixo custo. Os resultados da simulação mostraram que o ciclo de refrigeração proposto, pode operar com fontes de baixas temperaturas (calor rejeitado de processos industriais, coletor solar ou regeneração dos gases de exaustão de sistemas de geração de potência).

O sistema de refrigeração com o uso de ejetores mais simples (Figura 3.9) foi apresentado por Sokolov e Hershgal (1990) tendo como fluido que percorrerá o seu interior o vapor. Neste, a troca de calor entre o fluido auxiliar e a fonte de calor no meio externo faz com que o líquido alcance a alta pressão e evapore no gerador de vapor (1). Os vapores formados (2) se orientam até o ejetor onde se expande ao passar pelo bocal (convergente/divergente). A baixa pressão faz com que ocorra a sucção de vapores de fluido de trabalho presente do evaporador (3). Assim as duas correntes misturam-se no ejetor e a pressão é recuperada, no difusor divergente (4) alcançando em seguida o condensador. Esta pressão, que depende da pressão inicial do vapor e do desenho do ejetor, tem de ser suficiente para equilibrar a pressão posterior. Caso contrário, não se manterá o jato no difusor e o vapor reentrará no sistema. A vazão emergente do ejetor, quando alcança o condensador, rejeita o calor do refrigerante para o ambiente, no que resulta em um líquido condensado na saída do condensador (5). O líquido em seguida é dividido em duas correntes, onde parte retorna ao gerador através da bomba tendo um aumento de pressão (1) e parte chega ao evaporador após passar pela válvula de expansão, tendo um abaixamento na pressão (6).

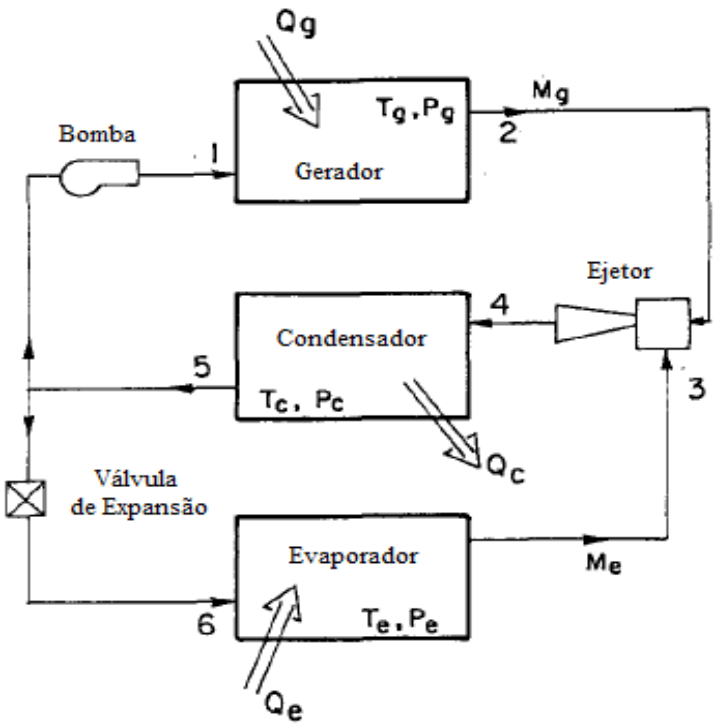


Figura 3.9 - Esquema de sistema de refrigeração com uso de ejetor a vapor. Fonte: Sokolov e Hershgal (1990).

Kasperski (2010) mostrou possíveis configurações do sistema de refrigeração com uso de ejetores para fluidos refrigerantes primários, classificados pelo modo que o refrigerante retorna do condensador para o gerador e evaporador. Tais configurações são: bomba (Figura 3.10), gravitacional (Figura 3.11 - à esquerda) e roto-gravitacional (Figura 3.11 - à direita). Na versão bomba, os permutadores de calor podem ser colocados em níveis diferentes um do outro, onde o fluxo de refrigerante líquido do condensador para o gerador de vapor é forçado através do trabalho da bomba e o fluxo de refrigerante do condensador para o evaporador é acelerado por uma válvula de expansão, como explicado com maiores detalhes anteriormente. Na versão gravitacional, os permutadores tomam-se disposição vertical em diferentes níveis para permitir que iguale a diferentes pressões com a ajuda da pressão hidrostática do refrigerante. E a terceira versão, roto-gravitacional, é usado para fazer pressões significativas por acelerações centrífugas pela aplicação de movimentos rotacionais.

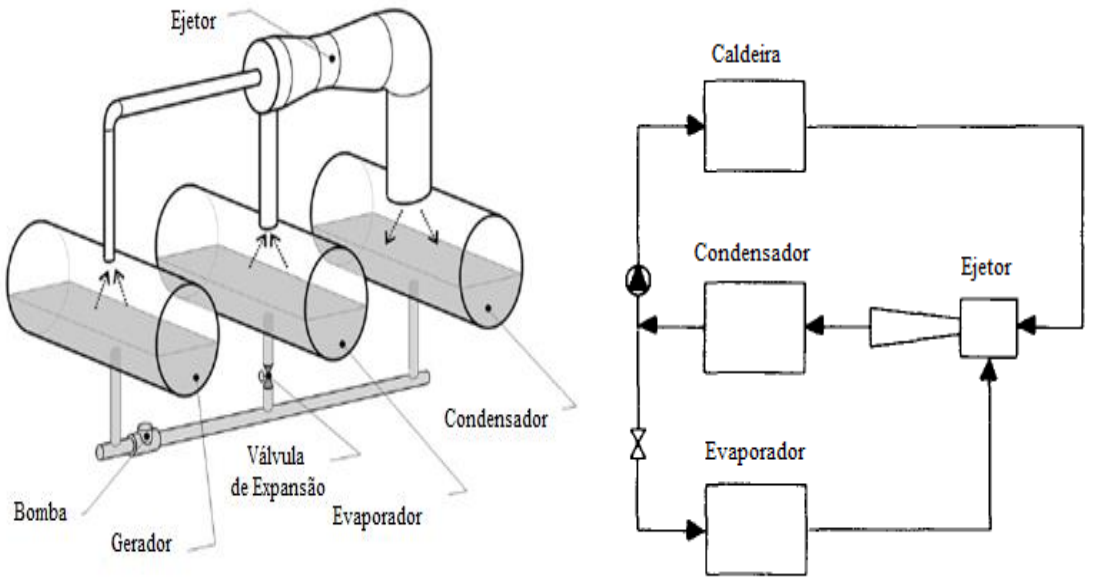


Figura 3.10 - Esquema do sistema de refrigeração com uso de ejetores de vapor mostrando a configuração bomba. Fonte: Kasperski (2010) (esquerda) e Aphornratana e Eames (1997) (direita).

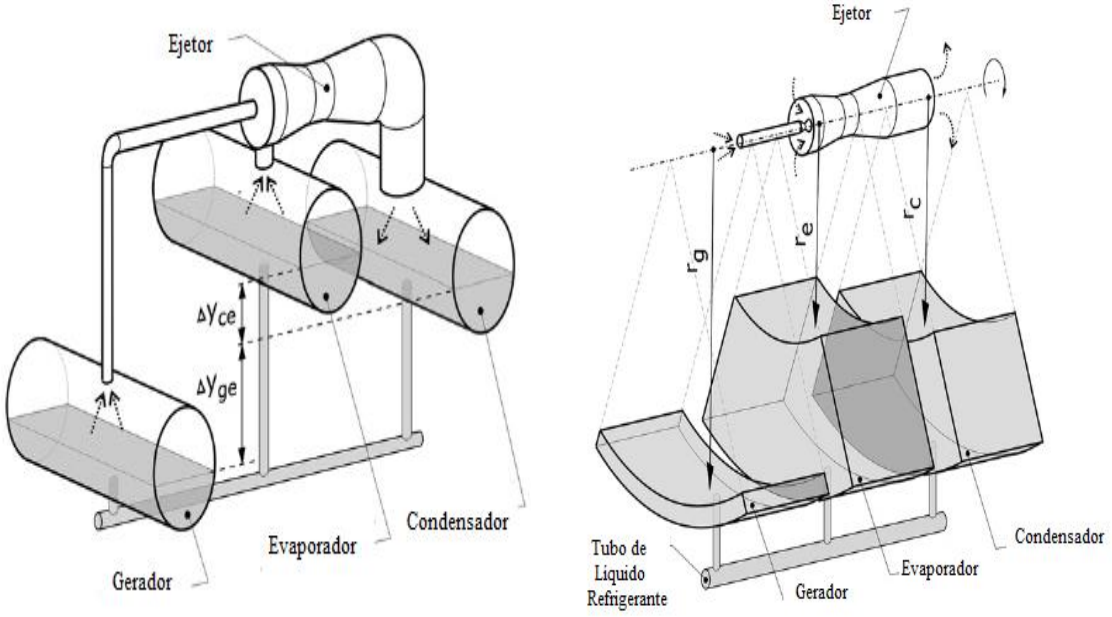


Figura 3.11 - Esquema do sistema de resfriamento com uso de ejetores de vapor mostrando a configuração gravitacional (à esquerda) e roto-gravitacional (à direita). Fonte: Kasperski (2010).

Os sistemas de refrigeração com uso de ejetores a vapor tem a desvantagem de serem dependentes de geradores de vapor. Mas que, por outro lado, estes possuem características físicas superiores aos sistemas que utilizam ejetores com uso de líquido como fluido de circulação no seu interior para geração do vácuo. Os vapores alcançam alta velocidade e consequentemente alta queda de pressão quando passam pelo bocal do ejetor.

3.2.1.2. Ejetores a líquido

No presente trabalho, o fluido escolhido para percorrer o interior do ejetor foi a água, identificada como água de circulação. A escolha do fluido se deu devido ao local escolhido para aplicação do sistema de resfriamento evaporativo e aos recursos disponíveis, local com abundância de circulação de água, além de eliminar a inconveniência de torna-se dependente de caldeiras ou outra fonte de energia para obtenção de vapores d'água.

Oliveira; Botrel e Frizzone (1996) mostraram estudos sobre a eficiência de dois hidroejetores disponíveis no mercado (Figura 3.12). Ejetores estes usados para elevação de coluna de água em poços profundos.

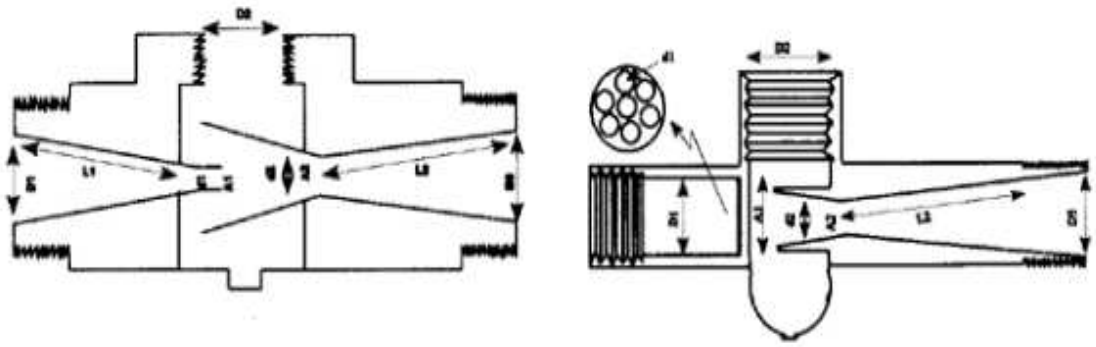


Figura 3.12- Hidroejetores disponível no mercado. Fonte: Oliveira; Botrel e Frizzone (1996).

Há vários estudos sobre ejetores que utilizam o vapor como fluido que percorre o seu interior, o qual traz bastante dificuldade no entendimento e as limitações do mesmo com o uso de líquido. Devido poucos estudos para dimensionamento de hidroejetores, a Tabela 3.2 mostra as dimensões encontradas na literatura de hidroejetores com diferentes

configurações. Essas medidas foram à base utilizada para o dimensionamento empírico do hidroejetor construído neste estudo.

Tabela 3.2 - Dimensões do Ejetores tendo líquido como fluido de circulação.

Diâmetro do Bocal (mm)	Diâmetro da Câmara de Mistura (mm)	Comprimento da Câmara de Mistura (mm)	Diâmetro do Difusor Convergente (mm)	Referências
5,7	15	65	-	(JEONG et al., 2005)
8	13,5	0	-	(OLIVEIRA; BOTREL; FRIZZONE, 1996)
31,75*	44	0	-	(OLIVEIRA; BOTREL; FRIZZONE, 1996)
7,9	10,2	Desconhecido	25,9	**

- (as medidas não são dadas)
* (Diâmetro total do bocal)
** (Fabricante desconhecido).

3.2.1.2.1 Sistema de resfriamento com ejetores a líquido – ciclo aberto

Para sistema de resfriamento com uso de ejetor, utilizando líquido como fluido de circulação no seu interior, têm-se um dos únicos estudos realizados por Jeong et al. (2005). O seu trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho de condução do ejetor em diferentes temperaturas de bombeamento, as características da água de arrefecimento no tanque de evaporação, a condensação do vapor de água e o efeito do aumento da área de vaporização. O sistema (Figura 3.13) consistiu no bombeamento do fluido auxiliar na direção do ejetor, que ao passar pelo seu bocal perde pressão fazendo com que vapores de água gerados no evaporador sejam succionados. Devido à presença do condensador no reservatório de resfriamento (TQ-2), os vapores de água são condensados, liberando calor para o fluido do condensador e retornando como fluido condensado para o tanque de resfriamento. O fluido auxiliar então retorna ao reservatório de bombeamento junto com os

vapores de água que não foram condensados, succionado, onde a energia ganha no circuito é liberada no trocador de calor presente no reservatório de bombeamento.

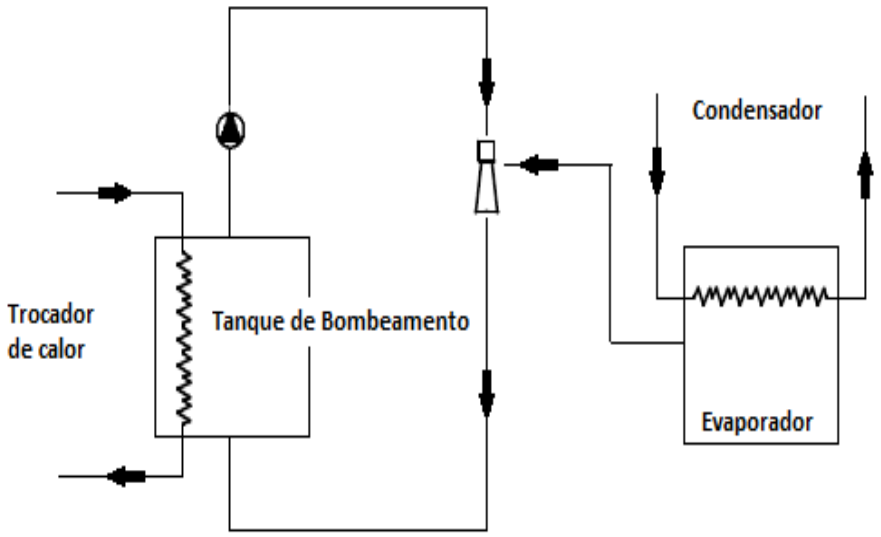


Figura 3.13 - Esquema do sistema de resfriamento com hidroejetor. Fonte: Jeong et al. (2005) com algumas adaptações.

Jeong et al. (2005) trabalharam com as temperaturas 7,4; 13,8; 35,5 e 49,8 °C no reservatório de bombeamento, 37 °C no reservatório de resfriamento (TQ-2) e com a temperatura ambiente de 25 °C, onde as temperaturas no dois permutadores eram controladas por uma temperatura reguladora. Os autores relatam que a obtenção do vácuo depende da vazão de água que passa no bocal, da temperatura no bico e do ângulo do difusor do ejetor. Eles mostram, através de gráficos, que a pressão cai acentuadamente quanto maior a vazão que passa pelo bico do ejetor e que a queda de pressão é maior quanto menor a temperatura do fluido no mesmo, visto que a massa específica da água depende da temperatura, sendo que após 90 minutos de funcionamento do sistema, a pressão permaneceu constante. A temperatura no tanque de bombeamento foi aumentada de forma linear por causa da fricção entre as camadas do fluido e do fluido com a tubulação, recomendando uma temperatura inicial baixa para obter uma menor pressão. Jeong et al. (2005) fizeram 3 combinações em que: (i) Tipo 1, em nenhum dos tanques os permutadores foram acionados, (ii) Tipo 2, o permutador foi acionado somente no tanque de

bombeamento e (iii) Tipo 3, o permutador foi acionado somente no tanque de resfriamento, onde após 30 minutos as pressões registradas foram 49,4; 48,8 e 47, 7 mmHg e após 180 minutos as pressões diminuíram gradativamente a 45, 38 e 26 mmHg, respectivamente. Os autores observaram que a combinação Tipo 3 apresentou uma maior queda de temperatura no fluido de trabalho, relatando que o efeito de condensação do vapor de água está intimamente relacionado com as características de refrigeração da água mais que outros fatores. Posteriormente os mesmos autores fizeram mais 3 tipos de combinação com a presença do condensador, ausência do permutador no tanque de bombeamento, variação de microfibras de algodão e variação da razão de área de evaporação no tanque de resfriamento. Jeong et al. (2005) relatam que melhorias nas características da refrigeração puderam ser conseguidas pelo aumento da superfície do fluido na área de evaporação. Os autores concluem, portanto, que em temperaturas mais baixas há uma maior queda de pressão, sendo desejável que a temperatura inicial não exceda 10 °C em seu sistema experimental; que a presença do condensador no tanque de resfriamento é mais importante para as características da água de arrefecimento do que os outros fatores; as melhorias nas características também podem ser alcançados através do aumento da área de evaporação da água e que, ao aumentar a vazão volumétrica da bomba, o tempo necessário para atingir uma condição de evaporação pode ser menor e a queda de pressão é facilmente obtida.

3.3. COMPORTAMENTOS DO FLUIDO REFRIGERANTE

Por definição, fluido refrigerante primário é o fluido que apresenta mudança de fase durante a troca térmica, ao contrário do fluido refrigerante secundário que não muda seu estado de agregação. No sistema em estudo, o fluido de trabalho é a água que é armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2) e irá comportar como fluido refrigerante primário e secundário em diferentes momentos. Para o seu resfriamento, o fluido de trabalho irá se comportar como fluido refrigerante primário, pois apresentará mudanças de fase na troca térmica do calor latente para o calor sensível. E em um segundo momento, o fluido de trabalho irá se comportar como fluido refrigerante secundário, quando este retirará carga

térmica de um sistema qualquer e rejeitará no reservatório de resfriamento (TQ-2) na mudança de fase do fluido.

3.3.1. FLUIDO DE TRABALHO

O fluido refrigerante é importante componente no sistema de refrigeração, pois além da preocupação ambiental, as propriedades características do mesmo influenciam no desempenho energético.

De acordo com a influência das propriedades físicas e químicas do fluido refrigerante no desempenho do ciclo, pode-se listar a entalpia de vaporização, volume específico e pressão. Deseja-se um refrigerante com grande variação entalpia de vaporização para minimizar a quantidade de refrigerante e o tamanho do compressor; baixo volume específico no estado líquido para minimizar a transferência de calor no sub-resfriamento do líquido condensado; baixa pressão na temperatura de condensação projetada para evitar compressores à alta pressão; pressão de evaporação maior do que a da atmosfera para evitar a entrada de ar em caso de vazamento e ser não tóxico e não inflamável para aparelhos domésticos.

De acordo com Stoecker e Jabardo (1994), para sistemas de refrigeração por compressão, entalpia de vaporização do fluido refrigerante afeta significativamente na vazão do mesmo no ciclo. Quanto maior o diferencial da entalpia, menor será a vazão utilizada, onde estará associada à vazão volumétrica através do volume específico.

Os fluidos refrigerantes desejáveis são aqueles com: grande calor específico, boa condutividade térmica, não tóxico, baixo impacto ambiental, ser inerte quimicamente e ser disponível a preços razoáveis, como por exemplo, a água.

Os fluidos refrigerantes são classificados em quatro grupos principais: hidrocarbonetos halogenados, misturas azeotrópicas, compostos orgânicos e compostos inorgânicos. O fluido refrigerante utilizado no sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor foi a água, classificada então como composto inorgânico (R-718).

Além de ser um fluido que traz segurança na sua utilização, como por exemplo, a não toxidade, o não potencial carcinogênico e mutagênico, ser não inflamável, a água é um

recurso ainda barato. Outro aspecto importante na escolha do refrigerante foi a sua interação com o material, sendo a água um fluido que não carrega consigo problemas significativos, tal como corrosão.

3.4. TRANSFERÊNCIAS DE MASSA, CALOR E MOMENTUM OCORRIDO NO SISTEMA

Todos os processos ocorrem por transferência de energias, sejam elas em energia cinética, potencial, mecânica, de pressão, elétrica, dissipativa, magnética, térmica, entre outras. O processo de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor estudado (Figura 3.14) ocorreu em primeiro passo, pela transformação de energia elétrica em energia mecânica que acionava o movimento do eixo do motor da bomba centrífuga. Acoplado ao motor estava o rotor que através de seu movimento implicava energia cinética ao líquido circundante, a água de circulação. Pela presença do difusor na bomba, ocorria a transformação da energia cinética em energia de pressão, sendo operada de acordo com o teorema de *Bernoulli*, pois o difusor sendo de seção gradativamente crescente realizava uma contínua diminuição da velocidade do líquido que por ele escoava, com o simultâneo aumento da pressão. Assim essa energia de pressão se transformava em energias potencial e cinética, transportando a água de circulação até o hidroejetor. Por sua vez, ao passar pelo hidroejetor a magnitude das energias potencial, cinética e de pressão se alteravam devido a sua geometria, retornando ao reservatório de circulação. No bocal do hidroejetor, o aumento da energia cinética devido à redução da área de escoamento, acarretava em uma redução da pressão provocando um deslocamento do vapor do fluido de trabalho (água de resfriamento) presente no reservatório de resfriamento, devido à transferência de momentum linear entre as duas correntes. Este vapor foi gerado devido à transferência de massa e de calor a baixa pressão, o que resultou no resfriamento da água remanescente armazenada no reservatório de resfriamento.

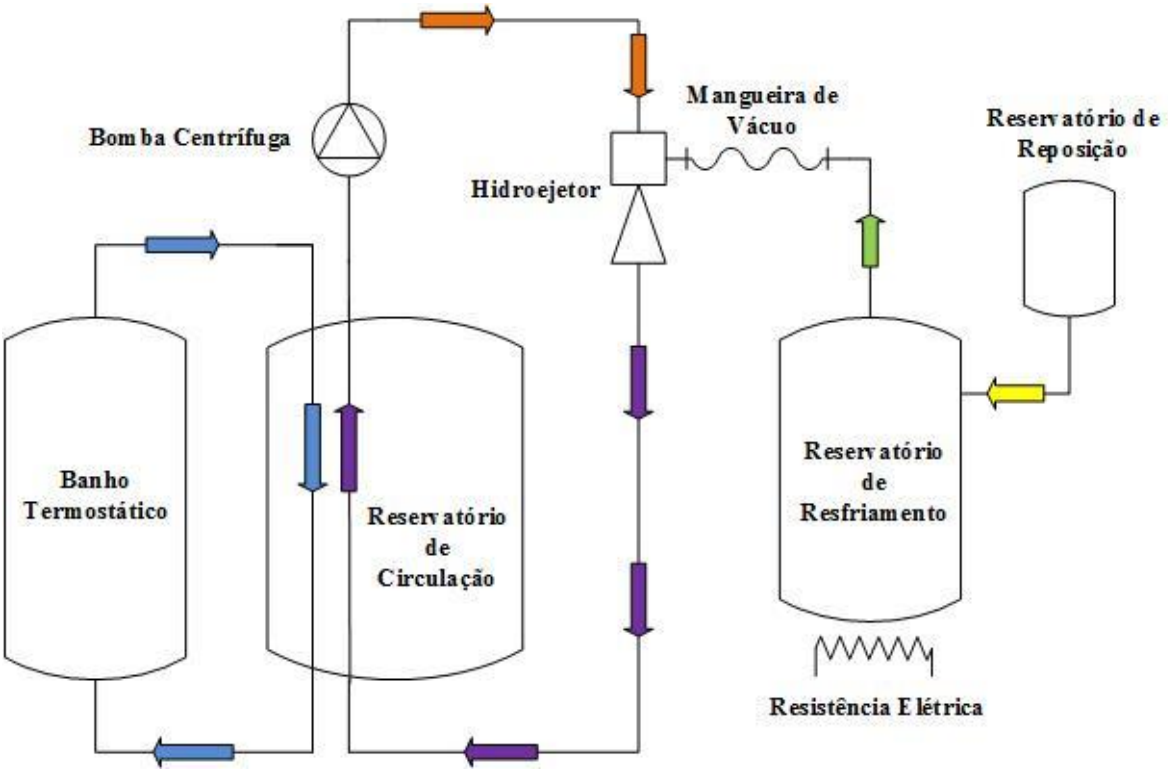


Figura 3.14 - Esquema do sistema de resfriamento com hidroejetor.

3.4.1. TRANSFERÊNCIA DE MASSA

A baixa pressão gerada no reservatório de resfriamento proporciona a transferência de massa pelo processo de evaporação da água contida no reservatório. A transferência de massa acontece quando a pressão de saturação da água líquida é superior à pressão de vapor da água na fase gasosa, permitindo a transferência de massa por evaporação. Para isso, a água na fase líquida absorve calor da sua vizinhança, aumentando a sua energia interna e mudando de estado de agregação, passando para a fase vapor, enquanto a água restante no recipiente se resfria. A taxa de transferência de massa pode ser mensurada de forma empírica pela razão do volume evaporado por tempo de funcionamento do sistema para tal volume.

3.4.2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O mecanismo de dissipação de calor no reservatório de resfriamento ocorre pelo processo de evaporação a baixa pressão, onde uma pequena quantidade de água de resfriamento evapora, resfriando a superfície líquida presente no reservatório. O calor requerido para essa evaporação (entalpia de vaporização) é fornecido pelo próprio fluido (calor sensível). Devido a diferença de densidade através do gradiente de temperatura gerado, há o deslocamento da camada mais fria de água para o fundo do reservatório, originando as correntes de convecção.

De acordo com Haas e Gur (1987) o ponto básico do processo de resfriamento a vácuo é devido à temperatura de ebulição ser função da pressão absoluta, assim diminuindo a pressão absoluta, a temperatura de evaporação da água irá diminuir, e na mudança do estado de agregação da água, de líquido para vapor, a entalpia de vaporização é fornecida pelas vizinhanças, removendo dessa forma o calor sensível do produto.

Segundo Thompson et al. (1998), citado por Afonso (2005), a área de exposição ao vácuo tem influência direta no tempo e na eficiência do método, e que os resfriadores a vácuo são eficientes em termos energéticos, pois não precisam retirar energia das paredes e sim retiram energia apenas do produto a ser resfriado.

3.4.3. TRANSFERÊNCIA DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Durante o funcionamento do sistema, o momentum, gerado inicialmente pelo movimento do rotor, é transportado pelo escoamento macroscópico do fluido, transporte convectivo, como pela ação viscosa, transporte molecular. Por exemplo, a fase gasosa bombeados do reservatório de resfriamento são arrastados pela água de circulação através da transferência de momentum linear entre as duas correntes.

Daniel *Bernoulli*, em 1738, citado por Fox e McDonald (2005), formulou a lei principal do movimento dos líquidos, estabelecendo a equação fundamental, mais tarde chamada de Equação de *Bernoulli* (Equação 3.3).

$$p + \rho g z + \frac{\rho \upsilon^2}{2} = cte \tag{3.3}$$

Esta lei, que rege a dinâmica do fluido que passa no interior do hidroejetor, relaciona, entre si, as energias de velocidade, de pressão e de posição, evidenciando o princípio da conservação de energia. Esta equação pode ser encontrada, considerando escoamento em regime permanente, fluido incompressível, atrito desprezível e escoamento ao longo da linha de corrente a partir de considerações de Quantidade de Movimento (Segunda lei de Newton).

A mesma equação pode ser obtida pela Primeira Lei da Termodinâmica com outras restrições a partir de um volume de controle em forma de tubo de corrente. As restrições para o uso da Primeira Lei da Termodinâmica são escoamento em regime permanente, escoamento e propriedades uniformes em cada seção, taxa de trabalho igual a zero, escoamento incompressível e que satisfaça e condição que (u_2 - u_1- δQ_{vc}/dm) = 0. Esta restrição pode ser satisfeita se δQ_{vc}/dm for zero (não há transferência de calor para o fluido) e $u_2 = u_1$ (não há variação na energia interna térmica do fluido). A restrição também será satisfeita se ($u_2 - u_1$) e δQ_{vc}/dm forem diferentes de zero, desde que os dois termos sejam iguais (isso é verdadeiro para o escoamento incompressível, sem atrito) (FOX; McDONALD, 2005).

4 MATERIAL E MÉTODOS

O sistema estudado teve como referência o trabalho de Jeong et al. (2005) de forma a torná-lo mais simples, conforme Figura 3.13. O mesmo procurou ter baixo custo de investimento, sendo estes: sem a presença de condensador no reservatório de resfriamento do fluido secundário e quando na aplicação em propriedade rural com circulação de água, sem a presença do trocador de calor presente no reservatório de água que percorre o hidroejetor, pois naturalmente a água possui temperatura baixa. Em substituição ao condensador no reservatório de resfriamento (TQ-2) foi utilizado um reservatório de reposição (TQ-3) para inserção da água que foi perdida no processo de sucção pelo vácuo da água evaporada.

O sistema foi desenvolvido, principalmente, para aplicações que possuem circulação de água, como por exemplo, em meios industriais ou rurais com presença de recursos hídricos. Este sistema possui apelo sustentável devido a nenhuma geração de resíduos para o meio e sendo a água utilizada em todo o processo de resfriamento um recurso renovável.

A montagem do protótipo do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor foi feita, instrumentada e avaliada no laboratório de Automação e Controle de Processos de Alimentos (LACPA) na Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA) da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

O sistema em estudo constitui de um reservatório de água para resfriamento (TQ-2) a baixa pressão, também utilizado para termoacumulação; reservatório de água para circulação (TQ-1); reservatório de água de reposição (TQ-3); bomba centrífuga, que faz a sucção da água armazenada no reservatório de circulação (TQ-1) e recalca até o hidroejetor; hidroejetor, composto com dois compartimentos; banho termostático para resfriamento indireto da água de circulação; uma mangueira de vácuo para conexão do bocal do hidroejetor ao reservatório de resfriamento (TQ-2), uma resistência elétrica, para simulação de carga térmica e instrumentos para monitoração das grandezas estudadas (Figura 4.1 e Tabela 4.1).

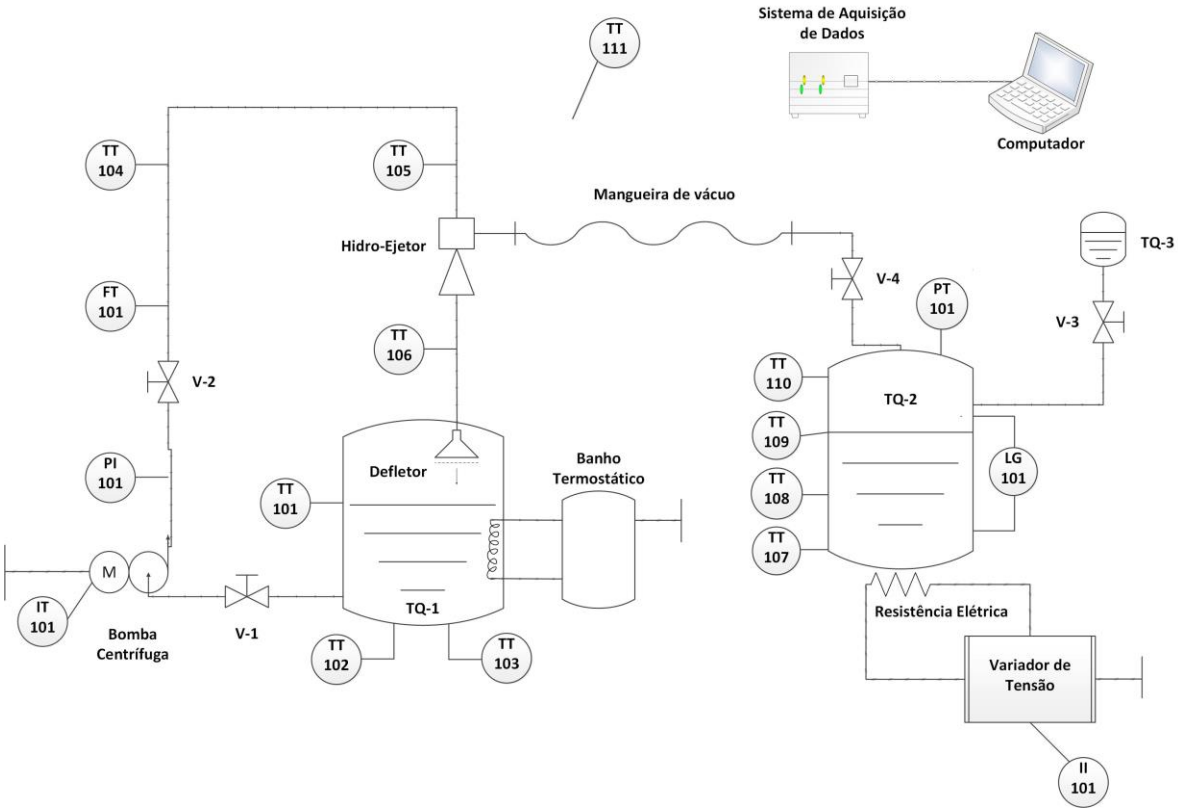


Figura 4.1 - Esquema de operação do sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor.

Tabela 4.1- Descrição da montagem e instrumentação.

Nomenclatura	Descrição e Localização
TQ-1	Reservatório de circulação
TQ-2	Reservatório de resfriamento
TQ-3	Reservatório de reposição
V-1	Válvula esfera na saída do reservatório de circulação
V-2	Válvula agulha após a bomba centrífuga
V-3	Válvula esfera na saída do reservatório de reposição
V-4	Válvula esfera no reservatório de resfriamento
TT 101	Transdutor de temperatura no reservatório de circulação 01

Tabela 4.1 - Descrição da montagem e instrumentação (continuação).

Nomenclatura	Descrição e Localização
TT 102	Transdutor de temperatura no reservatório de circulação 02
TT 103	Transdutor de temperatura no reservatório de circulação 03
TT 104	Transdutor de temperatura depois da bomba centrífuga
TT 105	Transdutor de temperatura antes do hidroejetor
TT 106	Transdutor de temperatura depois do hidroejetor
TT 107	Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 01
TT 108	Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 02
TT 109	Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 03
TT 110	Transdutor de temperatura no reservatório de resfriamento 04
TT 111	Transdutor de temperatura no ambiente
PT 101	Transmissor de pressão
PI 101	Indicador de pressão (Manômetro)
IT 101	Transdutor de corrente
II 101	Indicador de corrente (Multímetro)
LG 101	Visor de nível
FT 101	Transmissor de vazão

4.1. DESCRIÇÃO DO CENÁRIO DE ESTUDO

O sistema de resfriamento evaporativo utilizando hidroejetor possuiu um reservatório de circulação (TQ-1) de material PVC (Policloreto de Vinila) com capacidade nominal de 110 litros, onde se utilizou aproximadamente 80 litros em cada rodada experimental. O mesmo foi adaptado com um vertedouro, na capacidade de 95 litros do

reservatório para prevenir eventual inundamento, e com uma válvula esfera (V-1) em PVC de 1 ½" na saída do reservatório para seu isolamento físico. O reservatório de circulação (TQ-1) foi isolado termicamente com manta elastomérica, marca VidoFlex, de 29 mm de espessura em toda sua lateral e na parte inferior, com objetivo de evitar significativa troca térmica da água de circulação armazenada com o ambiente.

Após a válvula esfera (V-1) na saída do reservatório de circulação (TQ-1) foi instalado uma bomba centrífuga com vazão nominal de 8 m³/h. Mas, devido a obstrução no bocal do hidroejetor, a vazão disponível diminui para aproximadamente 4,2 m³/h. A bomba centrífuga possuiu motor trifásico com potência de ¾ cv, rotor de 125 mm e velocidade angular de 3500 rpm, em ligação triângulo. Possuiu diâmetro de sucção de 1 ½" e diâmetro de recalque de 1" com pressão mínima de 5 mca e pressão máxima de 27 mca.

No recalque da bomba centrífuga foi instalada uma válvula agulha (V-2) em bronze com diâmetro nominal de 1" com o intuito de variar a vazão volumétrica da água de circulação que passava no hidroejetor. Esta variação da vazão era registrada por um medidor de vazão magnético digital (FT-101) localizado após a válvula (V-2).

Na sequência, instalou-se o hidroejetor. O hidroejetor foi dimensionado de forma empírica a partir da unificação dos modelos encontrados na literatura e finalizado por profissionais da área (Empresa Vácuo Industrial – Valinhos). Devido a diferença de configuração do ejetor entre os autores, foram feitas razões análogas das dimensões encontradas na literatura e com o material disponível em laboratório gerou-se hidroejetores de dois compartimentos, sendo um deles convergente e o outro convergente-divergente. Assim foram estudadas as dimensões do diâmetro e comprimento do bocal; diâmetro e comprimento da câmara de mistura; e ângulo, comprimento e diâmetro dos difusores convergente e divergente do hidroejetor. O mesmo foi construído em vidro com dois compartimentos posicionados verticalmente de forma descendente. O material escolhido transparente teve como intuito verificar a ocorrência de cavitação, vaporização da massa líquida, devido à queda de pressão acentuada no bocal do hidroejetor.

Após a água de circulação passar pelo hidroejetor, a mesma retornava para o reservatório de circulação (TQ-1). Como esse retorno foi de forma intensa, devido ao choque da água circulante com a superfície da água já presente no reservatório (TQ-1),

provocava-se a formação de bolhas, e assim, quando succionadas pela bomba centrífuga prejudicava o vácuo a ser formado no bocal do hidroejetor. Devido a este problema operacional, foi instalado um defletor de PVC para amenizar o impacto da água de circulação sobre a água presente no reservatório de circulação (TQ-1) e consequentemente a formação de bolhas de ar no mesmo. O defletor foi construído com furos aleatórios na extremidade do tubo de PVC, próximo ao reservatório de circulação (TQ-1).

Depois que a água de circulação passava pela bomba centrífuga havia um parcial aquecimento da mesma, em que após minutos de circulação esse aumento considerável prejudicava a queda de pressão no bocal do hidroejetor. Sendo assim, foi instalado um banho termostático que resfriava secundariamente a água de circulação com um trocador de calor de forma espiral de cobre, com diâmetro externo de 12,70 mm, localizado dentro do reservatório de circulação (TQ-1). A conexão entre o trocador de calor espiral de cobre e o banho termostático foi por mangueiras com diâmetro interno de 12,70 mm, onde uma solução de etanol contido no banho termostático saía do mesmo e percorria de forma descendente a tubulação de cobre e retornava por outra mangueira de forma ascendente até o banho termostático, e assim retomava o ciclo.

No bocal do hidroejetor foi instalado um tubo cilindro em aço, diâmetro externo de 12,70 mm, para servir de apoio a mangueira de vácuo. Esta mangueira possuía diâmetro interno de 12,70 mm e espessura de 18 mm, que conectava ao reservatório de resfriamento (TQ-2) por meio de uma tubulação de cobre com diâmetro externo de 12,70 mm. Sendo assim, a câmara de sucção era composta pelo tubo cilindro, mangueira de vácuo e o tubo de cobre.

O reservatório de resfriamento (TQ-2) foi constituído em formato cilíndrico, com material em aço inox, isolado termicamente por uma manta elastomérica de 29 mm de espessura em toda a sua superfície e possuía as seguintes dimensões: 350 mm de altura e 150 mm de diâmetro. Além da instrumentação instalada no reservatório de resfriamento (TQ-2) foram conectadas duas válvulas esfera de aço inox. Uma das válvulas (V-4) estava conectada ao tubo de cobre, vindo da mangueira de vácuo, com o reservatório (TQ-2) e a outra válvula (V-3) ao reservatório de reposição de água (TQ-3) com o reservatório de resfriamento (TQ-2).

O reservatório de reposição (TQ-3) de água de resfriamento foi construído em latão com capacidade aproximadamente de 60 mL. A reposição de água era feita no decorrer do experimento após a evaporação da mesma do reservatório de resfriamento (TQ-2).

A simulação de carga térmica permanente foi aplicada no sistema de resfriamento evaporativo para avaliar a sua eficiência. Após o sistema alcançar o estado pseudo-estacionário foi inserida uma potência térmica constante no reservatório de resfriamento (TQ-2) por meio de uma resistência elétrica que fornecia uma potência nominal de até 800 Watts. Para comparação, esta potência aquece de 20 a 100 °C um quilograma de água em um intervalo de tempo de 6 minutos e 40 segundos. A resistência em formato espiral foi colocada sob o reservatório de resfriamento, portanto sem contato direto com a água de resfriamento.

O estado pseudo-estacionário foi considerado quando a variação das variáveis mudavam com o tempo de forma muito lenta tangenciando a condição de estabilização. Assim, considerou-se que este estado foi alcançado de forma induzida pela necessidade de interferir no funcionamento do sistema, visto que o banho termostático não conseguia retirar o calor da água de circulação à medida que a mesma aquecia pela bomba centrífuga, portanto não deixando-a com a temperatura constante. Dessa forma foi necessário fazer a inserção de gelo para manter a variável temperatura do reservatório de circulação (TQ-1) aproximadamente constante para estudos.

As tubulações em PVC, que fazem a conexão entre os demais compartimentos, foram isoladas termicamente com manta elastomérica de diâmetro interno de 25,4 mm e espessura de 18 mm. A tubulação localizada entre o final da curva de 90° e o início do hidroejetor foi construída em material translúcido, vidro, para observar a possibilidade de formação de bolha após a água de circulação chocar-se com o estrangulamento do bocal do hidroejetor.

4.2. METODOLOGIA APLICADA NA MONTAGEM DO PROTÓTIPO

A metodologia adotada na montagem do protótipo foi o Ciclo PDSA, que consiste em um método de sistematização do aprendizado experimental. As fases do método foram:

Plan (Planejar), Do (Fazer), Study (Estudar) e Act (Agir). As fases usadas que estabeleceu os objetivos de aprendizado, de acordo com as peças e equipamentos disponíveis, foram confrontadas com os resultados coletados ao longo de toda a construção do sistema, possibilitando, portanto, uma montagem mais eficiente.

4.3. INSTRUMENTAÇÃO EM MALHA ABERTA

A instrumentação do protótipo foi montada em malha aberta, onde as informações da variável não foram utilizadas para ajustar qualquer entrada do sistema para compensar variações nas variáveis do processo, apenas para monitoração. O sistema de instrumentação constituiu de sensores, que são dispositivos com os quais se obtém informações instantâneas das grandezas das variáveis do processo através de um conversor que mede uma quantidade física e converte esta magnitude em num sinal padrão (normalmente 4 a 20 mA), capaz de serem enviados à distância para um aquisitor de dados computadorizado. O sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor constou com um aquisitor de dados, marca NOVUS, e um microcomputador remoto com o programa Field Chart 1.76 para realização das leituras das unidades trabalhadas.

Para instrumentação do sistema foram utilizados transdutores de temperatura, transdutor e transformador de intensidade de corrente elétrica, manômetro, medidor de vazão de líquido, transmissor de pressão para vácuo, medidor de nível e multímetro (Figura 4.1 e Tabela 4.1).

4.3.1. INSTRUMENTOS

4.3.1.1. Transdutores de temperatura

Os sensores de temperatura utilizados foram termorresistências do tipo Pt100 (TT 101 a TT 111), com precisão de 0,5 ºC e linearidade (R^2 = 0,99) interligados a transmissores para sua transmissão padrão de sinal. Estes foram instalados no reservatório de circulação (TQ-1) em 3 pontos distintos (TT 101 a TT 103) e no reservatório de resfriamento (TQ-2) em 4 pontos (TT 107 a TT 110), tanto para medir a temperatura da

água no estado líquido quanto na fase gasosa. Os sensores TT 107 e 108 sempre permaneceram imerso na água de resfriamento e o sensor TT 110 sempre mediu a temperatura da fase gasosa contida no reservatório de resfriamento (TQ-2). Entretanto o sensor TT 109 ora media a fase líquida ora a fase gasosa dependendo do volume de água evaporada, pois o sensor emergia em consequência de estar instalado de modo fixo no reservatório de resfriamento (TQ-2). Os demais sensores foram instalados no recalque da bomba centrífuga (TT 104), para medir a contribuição do aquecimento da água de circulação pela mesma; na bancada (TT 111) para medir a temperatura ambiente e na entrada e saída do hidroejetor (TT 105 e TT 106, respectivamente), para monitorar o aquecimento da água de circulação referente a vapores gerados no reservatório de resfriamento (TQ-2) e a turbulência que ocorreria na câmera de mistura do hidroejetor. Os elementos primários de temperatura localizados no reservatório de resfriamento (TQ-2) possuíam haste em inox com 6 mm de diâmetro externo e 60 mm de comprimento com rosca macho NPT de ¼”. Os demais sensores possuíam haste com 5 mm de diâmetro externo e 97 mm de comprimento, sendo conectados nas tubulações com resina epóxi e no interior do reservatório de circulação (TQ-1) suspensos por cabos.

4.3.1.2. Transmissores de pressão para vácuo e manômetro

A pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) foi instrumentada por um transmissor de pressão (PT 101) modelo TPI–Press e série 787013. Este operou na faixa de -760 a 0 mmHg de pressão relativa, com alimentação de 24 Vdc e saída de 4 a 20 mA. O transmissor foi fixado na parte superior do reservatório de resfriamento (TQ-2) por uma rosca NPT ¼”.

O manômetro (PI 101) foi instalado no recalque da bomba centrífuga para medir a pressão de saída da mesma. Este foi instalado na tubulação por meio de um tubo de cobre e posicionado verticalmente, trabalhando na faixa de 0 a 300 psi (0 a 20 Bar).

4.3.1.3. Medidor e transmissor de vazão de líquido

O medidor e transmissor de vazão (FT 101) tipo magnético foi instalado no recalque da bomba centrífuga após a válvula agulha (V-2) para monitoramento da vazão volumétrica da bomba. O medidor de vazão magnético, modelos VMS-025B2204K e do conversor PRO-10412K, possuiu diâmetro nominal de 1", faixa de vazão calibrada de 0,53 a 11 m^3/h, faixa de temperatura de 1 a 40 °C, alimentação de 24 Vdc e saída de 4 a 20 mA.

4.3.1.4. Medidor de potência

De forma indireta foi medida a potência do motor da bomba centrífuga. Foram utilizados um transformador de corrente de 50/5A com alimentação de 220 V e ligado ao mesmo foi instalado um transdutor de intensidade de corrente elétrica (IT 101) com entrada de 0 a 5 A ac e saída de 4 a 20 mA. A tensão de 220 V foi considerada constante durante todo o tempo de funcionamento do sistema de resfriamento evaporativo.

4.3.1.5. Variador de tensão e multímetro

A potência térmica imposta no reservatório de resfriamento (TQ-2) para simulação da carga térmica artificial foi modulada por um variador de tensão analógico, modelo W5MT3, faixa de variação de 0 a 140 V, alimentação de 120V e intensidade de corrente máxima de 5A. A corrente elétrica foi monitorada por um multímetro (II 101), modelo ET-2042C.

4.3.1.6. Medidor de nível

O medidor de nível (LG 101) instalado na lateral do reservatório de resfriamento (TQ-2) constou de um tubo de acrílico transparente com diâmetro externo 21 mm. A variação do nível de água foi medida por uma régua de 300 mm através de uma marcação inicial feita para referência.

4.3.2. EQUAÇÕES UTILIZADAS PARA CONVERSÃO DOS DADOS

Abaixo estão apresentadas as fórmulas usadas para conversão dos dados coletados no sistema de aquisição em dados com dimensões e magnitudes reais.

4.3.2.1. Grandeza física: Pressão

Escala fornecida pelo programa Field Chart 1.76: -1999 a 9999 [adimensional (x)]
Escala fornecida pelo instrumento: -760 mmHg a 0 mmHg (pressão relativa)
Conversão de dimensões e magnitudes: adimensional (x) para mmHg (y) (0 a 760 mmHg (pressão absoluta)).

$$y = \frac{760.(-1999 - x)}{(-11998)} \tag{4.1}$$

Conversão de dimensões e magnitudes: mmHg (y) para kPa (Y) (0 a 101,32 kPa)

$$Y = \frac{(y.101{,}32)}{760} \tag{4.2}$$

4.3.2.2. Grandeza física: Intensidade de corrente elétrica

Escala fornecida pelo programa Field Chart 1.76: -1999 a 9999 [adimensional (x)]
Escala fornecida pelos instrumentos: Transformador: 0 a 50A e Transdutor: 0 a 5A
Conversão de dimensões e magnitudes: adimensional (x) para Ampére (y) (0 a 50A)

$$y = \frac{50.(-1999 - x)}{(-11998)} \tag{4.3}$$

4.3.2.3. Grandeza física: Vazão volumétrica

Escala fornecida pelo programa Field Chart 1.76: -1999 a 9999

Escala fornecida pelo instrumento: 0 a 11 m³/h

Conversão de dimensões e magnitudes: adimensional (x) para m³/h (y) (0 a 11 m³/h)

$$y = \frac{11.(-1999 - x)}{(-11998)} \tag{4.4}$$

4.3.3. CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS

4.3.3.1. Transdutores de temperatura

As termorresistências (PT 100) foram calibradas por meio da comparação dos dados fornecidos pelos transdutores quando submetido a diferentes temperaturas em relação às informações de um termômetro padrão sob às mesmas temperaturas. Durante a calibração foram utilizados um banho termostático em 13 diferentes temperaturas nominais (-10, -5, 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 e 50 °C), um termômetro padrão, um reservatório com água para desestabilização dos transdutores e o sistema de aquisição da dados para registro. Os Pt100 e o termômetro padrão foram colocados no banho termostático, quando estes atingiam as temperaturas propostas anteriormente, por um período de 5 minutos para estabilização dos dados. Posteriormente, os instrumentos eram mergulhados em um reservatório com água em uma temperatura diferente ($\Delta T \approx 10$ °C) da registrada no banho termostático, para sua desestabilização. Em seguida os instrumentos eram recolocados no banho termostático, ainda na mesma temperatura, para fazer a próxima aferição, totalizando 3 repetições para cada temperatura estudada.

4.3.3.2. Medidor de vazão magnético

A calibração do medidor de vazão magnético (FT 101) foi feita, conforme as especificações do fornecedor. Após a instalação mecânica e elétrica do medidor, o mesmo permaneceu ligado por uma hora. A sua tubulação foi preenchida com água de circulação e mantida sem vazão e isenta de ar através da válvula agulha (V-2) que permaneceu fechada. Em seguida foi feito o auto ajuste do zero para sua calibração.

Para confirmação da calibração relatada anteriormente, foram feitos testes pesando a massa de água recalcada pela bomba em um intervalo de tempo de aproximadamente 2 segundos, sendo registrados por uma balança analógica e por um cronômetro, respectivamente, e posteriormente estimados as quantidades volumétrica.

4.3.3.3. Transdutor e transformador de intensidade corrente elétrica

Os dados fornecidos pelo transformador e transdutor de corrente (IT 101) foram verificados por meio de um amperímetro aplicado em uma das fases do fio.

4.3.3.4. Variador de Tensão

O variador de tensão foi calibrado através da comparação dos dados fornecidos pela escala analógica com os dados fornecidos por uma escala digital, multímetro (II 101).

4.4. PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS

4.4.1. ESTUDO DO AQUECIMENTO DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO

Um dos parâmetros que deve permanecer constante, durante o funcionamento do sistema, para estudo do vácuo no reservatório de resfriamento (TQ-2) é a temperatura da água de circulação. Devido a variação da temperatura da água de circulação influenciar na pressão gerada no bocal do hidroejetor, o aumento da temperatura da água de circulação provocará um aumento da pressão no bocal e pela diferença de pressão entre o bocal e o

reservatório de resfriamento pode provocar inundação do reservatório pela água de circulação, além de prejudicar o resfriamento da água de resfriamento.

Deste modo foi feita a instrumentação no reservatório de circulação (TQ-1) e nas tubulações para estudar o comportamento da água de circulação após ter percorrido em um período de 60 minutos, a bomba centrífuga; o hidroejetor, onde este permaneceu com parte da câmara de sucção fechada, tubo cilíndrico em aço, para eliminar as interferências externas e retornado ao reservatório de circulação (TQ-1).

Através do estudo da cinética de aquecimento da água estimou-se a quantidade de gelo que foi inserida no reservatório de circulação (TQ-1) para manter a temperatura da água de circulação constante.

4.4.2. ESTANQUEIDADE DO RESERVATÓRIO DE RESFRIAMENTO

Outro fato relevante para estudo da pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) é quanto a sua integridade física. Para observar a estanqueidade do reservatório de resfriamento (TQ-2) e do reservatório de reposição de água (TQ-3) foram feitos testes de vazamento.

Um dos teste se deu de forma grosseira e visual para observar surgimento de bolhas quando o reservatório de resfriamento (TQ-2) foi submetido a injeção de nitrogênio gasoso e posteriormente colocado em um tanque com água.

Outro teste de vazamento para observar furos menores foi feito submetendo o reservatório de resfriamento (TQ-2) a baixas pressões através de uma bomba mecânica de vácuo, que posteriormente foi isolado através do fechamento das válvulas (V-3 e V-4) e feito o estudo da cinética da pressão. Antes do início do teste, o reservatório de resfriamento foi drenado, mas com possibilidade de ter em sua superfície interna moléculas de água, pois devido a conformação do reservatório não foi possível fazer a retirada das mesmas.

Já no reservatório de reposição de água (TQ-3), o teste de vazamento foi feito com a abertura da válvula esfera (V-3), onde a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2),

que já se encontrava abaixo da pressão atmosférica, se alterava quando apresentava vazamento no reservatório de reposição de água (TQ-3).

Após solucionado os possíveis vazamentos e mantida a temperatura da água de circulação praticamente constante, o sistema se encontrou apto para os posteriores estudos.

4.4.3. CONDIÇÕES OPERACIONAIS DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO

Após a montagem mecânica e elétrica do sistema de resfriamento evaporativo com as dimensões do hidroejetor fixadas, o vácuo inicialmente obtido foi estudado e melhorado a partir de variáveis potencialmente influenciáveis para tal objetivo. O intuito era melhorar o vácuo para obter a máxima diminuição da temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2). Essas variáveis foram a temperatura da água de circulação e a velocidade que esta água passava no bocal do hidroejetor, por meio da vazão volumétrica fornecida pela bomba centrífuga.

As temperaturas estudadas para água de circulação foram temperaturas nominais acima e abaixo de 22 °C (temperatura esta considerada como temperatura ambiente da água), sendo escolhidas 5, 10, 15, 20 e 25 ± 0,5 °C. Estas variações de temperaturas foram feitas com o sistema de resfriamento instalado no reservatório de circulação (TQ-1) (banho termostático e trocador de calor de forma espiral de cobre) e quando necessário, para manter a temperatura da água de circulação constante, com a inserção de blocos de gelo, devido ao comportamento inesperado da bomba centrífuga de aquecimento.

As vazões volumétricas foram definidas tendo como referência a pressão com que a água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2) começava a resfriar. Sendo assim as vazões volumétricas nominais estudadas foram 3,7; 3,9 e 4,1 ± 0,1 m³/h, as quais foram moduladas e registradas pela válvula agulha (V-2) e pelo medidor de vazão magnético (FT 101), respectivamente.

Para acompanhar o abaixamento da temperatura da água de resfriamento contida no reservatório de resfriamento (TQ-2), a mesma iniciou com uma temperatura média de 30 °C.

Os ensaios ocorreram da seguinte forma: foi fixada cada vazão volumétrica nominal estudada, através de uma determinada abertura da válvula agulha (V-2), e posteriormente variou a temperatura nominal da água de circulação de 5 a 25 ± 0,5 °C. A metodologia foi aplicada desta forma para evitar erros quanto a regulagem da válvula agulha (V-2) para determinada vazão volumétrica.

4.4.4. APLICAÇÃO DE CARGAS TÉRMICAS

Após atingir o estado pseudo-estacionário induzido, na menor temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), quando o sistema foi exposto às melhores condições de temperatura e vazão volumétrica da água de circulação para obtenção do menor vácuo, foi estudado o comportamento da água de resfriamento submetida a diferentes degraus de cargas térmicas permanentes pelo acionamento da potência térmica com a resistência elétrica.

O reservatório de resfriamento (TQ-2) foi colocado sob a resistência elétrica e conectada a mesma um variador de tensão analógico. A potência térmica fornecida a água de resfriamento se deu de forma crescente e permanente, perturbação tipo degrau, sendo observado o aumento da temperatura da água e em qual patamar a temperatura se estabilizava.

As diferentes cargas térmicas imposta no sistema foram determinadas através da variação de tensão, de acordo com as limitações do aparelho, sendo estas: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 45 e 60 V, que resultaram em potências: 1,3; 5,4; 12,7; 23,4; 36,3; 52,3; 94,4; 119,7 e 213,6 Watts, respectivamente.

4.4.5. REPOSIÇÃO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO

Estudos foram feitos sobre o comportamento da água de resfriamento em contato com diferentes temperaturas de reposição, sendo essas temperaturas maiores que a temperatura ambiente para supor reposições mais bruscas de temperatura, sendo que menores teriam efeitos inferiores ao estudado.

A reposição de água de resfriamento foi feita quando o sistema estava exposto as melhores condições de temperatura e vazão volumétrica da água de circulação. As reposições ocorreram em diferentes momentos de funcionamento do sistema através da abertura da válvula esfera (V-3), sendo estes: quando o mesmo atingiu o estado pseudo-estacionário; quando o sistema estava a caminho de atingir este estado e no momento em que a potência térmica estava sendo aplicada no reservatório de resfriamento (TQ-2) através da resistência elétrica.

As temperaturas de reposição da água de resfriamento estudadas foram 30, 40, 50, 60, 70 e 80 °C, através do reservatório de reposição (TQ-3) que possuía capacidade volumétrica de 60 mL.

O aumento da temperatura, tão maiores que a temperatura ambiente (50, 60, 70 e 80 °C), foram utilizadas para colocar um nível de energia progressivo no mesmo volume de reposição, 60 mL.

4.4.6. CAVITAÇÃO

Outro fato analisado no sistema foi a possibilidade de cavitação no bocal do hidroejetor e o quanto isto prejudicaria a vácuo atingido no reservatório de resfriamento (TQ-2). A cavitação poderia ocorrer devido à redução de pressão no bocal do hidroejetor podendo alcançar uma pressão menor que a pressão de saturação da água de circulação na temperatura em que a mesma se encontrava.

A existência da cavitação foi verificada visualmente através do material translúcido que compôs o hidroejetor, vidro, no momento em que a água de circulação passava no bocal do mesmo e pelo acompanhamento do comportamento da queda de pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2), através da instrumentação nele instalado.

4.4.7. AVALIAÇÃO ENERGÉTICA

O parâmetro analisado no sistema de resfriamento evaporativo foi o coeficiente de desempenho ou de eficácia (COP) que calcula a razão do efeito desejado pela energia gasta (Equação 4.5), em condições estacionárias:

$$COP = \frac{Q_a}{W} \tag{4.5}$$

Onde:

Q_a= Potência térmica imposta a água armazenada no reservatório de resfriamento (kJ/s)

W= Trabalho fornecido ao sistema (potência do motor da bomba) (kJ/s)

A efetiva Potência térmica imposta (Q_a) foi calculada pela Equação 4.6:

$$Q_a = \overset{\circ}{m}_{água_evaporada} \times \Delta H_{vaporização} \tag{4.6}$$

Onde:

$\overset{\circ}{m}_{água_evaporada}$ - vazão mássica de água evaporada a partir do calor fornecido pela resistência elétrica (kg/s)

$\Delta H_{vaporização}$ - variação de entalpia específica da água evaporada na pressão e temperatura alcançada (kJ/kg)

Para a Potência térmica imposta total (Q_{a_TOTAL}) foi calculada pela Equação 4.7:

$$Q_{a_TOTAL} = [V.I]_{RESISTÊNCIA_ELÉTRICA} \tag{4.7}$$

Onde:

V- Tensão (Volts)

I – Intensidade de corrente elétrica (Ampére)

P – Potência (Watts)

O trabalho fornecido (W) ao sistema de resfriamento evaporativo foi calculado pelo produto da tensão nominal (220 V), da intensidade de corrente elétrica (3,15 A ± 0,01) e da raiz quadrada de três (motor trifásico), pois ambas permaneceram aproximadamente constante durante o funcionamento do sistema (Equação 4.8):

$$W = \sum_{x=1}^{n} \int_{t_1}^{t_2} P.dt = \sum_{x=1}^{n} \int_{t_1}^{t_2} V \times I(t) \times \sqrt{3}.dt = V \times I \times \sqrt{3} \qquad (4.8)$$

Onde:

V- Tensão (Volts)

I – Intensidade de corrente elétrica (Ampére)

P – Potência (Watts)

Sendo, n o número de equipamentos no sistema de resfriamento que consome energia (motor trifásico da bomba centrífuga).

Todos os dados, exceto aqueles coletados pelo manômetro e pela variação do nível de coluna de água presente no reservatório de resfriamento (TQ-2), foram registrados pelo do programa Field Chart 1.76 em intervalos de 30 segundos e as figuras foram geradas pelo software Origin.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1.CICLO PDSA APLICADO AO SISTEMA DE RESFRIAMENTO

Os resultados em cada ciclo da metodologia aplicada na montagem do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor, ciclo PDSA, pode ser visto de forma sucinta no Apêndice – B.

Esta metodologia auxiliou nas tomadas de decisões em cada etapa da montagem mecânica e instrumental do sistema, resultando em um sistema compacto e simples através de várias eliminações de interferências que prejudicava o vácuo atingido no reservatório de resfriamento (TQ-2), por meio de estudos e organização que a metodologia proporcionou.

5.2. CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE TEMPERATURA E MODULADOR DE TENSÃO

5.2.1.TRANSDUTORES DE TEMPERATURA

O sistema de resfriamento evaporativo, utilizando hidroejetor, teve como resultado das calibrações dos transdutores de temperatura as equações A.1 a A.11 que podem ser conferidas no Apêndice A.1 na Tabela A-1, com precisão de 0,5 ºC.

5.2.2.MODULADOR DE TENSÃO

A calibração do modulador de tensão analógica resultou na equação 5.1, gerada pela curva que pode ser vista no Apêndice A.2:

$$y = 1{,}03214.x + 1{,}60714 \tag{5.1}$$

Onde: y são as tensões (Volts) fornecidas pela escala digital do multímetro e x são as tensões (Volts) registradas no modulador de tensão analógico.

5.3. DIMENSIONAMENTO DO HIDROEJETOR

A construção do hidroejetor foi feita de forma empírica a partir da unificação dos modelos encontrados na literatura, visto que não se encontrou meios para projetar ejetores utilizando líquido como fluido de circulação. O mais comum são uso de ejetores que utilizam vapor devido a sua característica física, velocidade de escoamento, ser superior a característica física do líquido. Os vapores alcançam alta velocidade e consequentemente grande queda de pressão quando passam pelo bocal do ejetor.

Desta forma foram construídos vários hidroejetores de vidro, a partir das razões das dimensões encontradas na literatura, com o intuído de construir um hidro-ejetor com dois compartimentos e buscar um equipamento que fornecesse a maior queda de pressão no seu bocal, consequentemente no reservatório de resfriamento (TQ-2), para gerar a diminuição da temperatura na água de resfriamento, pelo processo de evaporação. Portanto, foram estudadas as dimensões do bocal, da câmara de mistura e dos difusores convergente e divergente do hidroejetor.

Os primeiros três hidroejetores foram dimensionados a partir das razões das dimensões encontradas na literatura (Tabela 3.2), sendo que cada hidroejetor encontrado tinha formato diferente. Portanto, as dimensões encontradas foram trabalhadas de forma a gerar proporções para construir um hidroejetor com um compartimento convergente e outro compartimento convergente-divergente, onde as demais medidas não encontradas foram fixadas de acordo com o material disponível em laboratório.

Foram encontrados na literatura (JEONG et al., 2005 e OLIVEIRA; BOTREL; FRIZZONE, 1996) (Tabela 3.2) diâmetros do bocal, diâmetros e comprimento da câmara de mistura e diâmetro do difusor convergente, gerando as seguintes proporções encontradas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Razões das dimensões dos ejetores encontrados na literatura (JEONG et al., 2005 e OLIVEIRA; BOTREL; FRIZZONE, 1996).

Diâmetro interno do bocal (DB)/ Diâmetro da câmara de mistura (DCM)	Diâmetro interno do difusor convergente (DDC)/ Diâmetro da câmara de mistura (DCM)	Comprimento da Câmara de Mistura (CCM)/ Diâmetro da Câmara de Mistura (DCM)
0,8 (A) (C)	2,5 (C)	4 (B)
0,6 (A)	2,5 (C)	4 (B)
0,4 (B)	2,5 (C)	4 (B)

Referências: (A) OLIVEIRA; BOTREL; FRIZZONE, 1996
(B) (JEONG et al., 2005)
(C) Fabricante desconhecido

As demais dimensões foram trabalhadas de acordo com os diâmetros das tubulações de montagem disponíveis, onde o diâmetro do bocal foi fixado em 4 mm nos três hidroejetores para observar o comportamento da pressão em um mesmo diâmetro de bocal.

A Figura 5.1 mostra o esquema das partes que compõe o hidroejetor e a Tabela 5.2 mostra as dimensões reais das partes que compuseram os três hidroejetores.

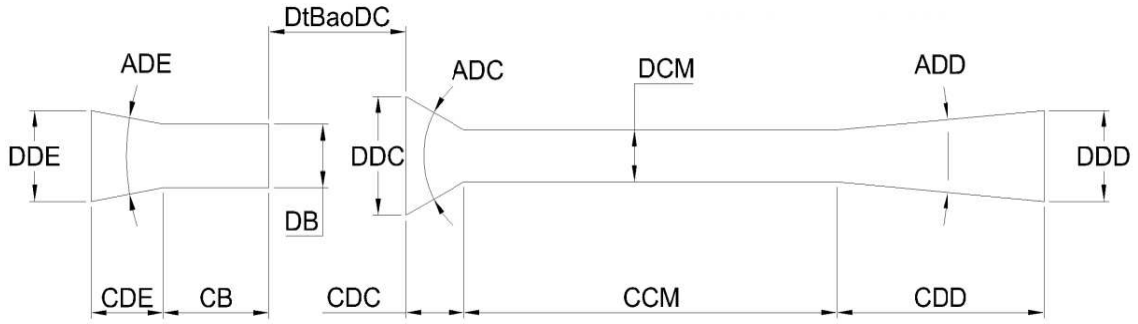


Figura 5.1 – Partes que compõe o hidroejetor.

Tabela 5.2 – Dimensões reais dos três primeiros hidroejetores estudados.

Partes que compõem o hidroejetor	Siglas	Dimensões (mm)		
		Hidroejetor 1	Hidroejetor 2	Hidroejetor 3
Diâmetro Interno do Difusor de Entrada	DDE	29,0	28,1	29,1
Comprimento do Difusor de Entrada	CDE	28,0	26,6	26,7
Ângulo do Difusor de Entrada	ADE	48,1	48,7	50,4
Diâmetro Interno do Bocal	DB	4,0	4,0	4,0
Comprimento do Bocal	CB	20,0	20,0	20,0
Diâmetro Interno do Difusor Convergente	DDC	10,0	13,0	22,0
Comprimento do Difusor Convergente	CDC	7,0	10,0	15,0
Ângulo do Difusor Convergente	ADC	39,3	35,1	43,6
Diâmetro da Câmara de Mistura	DCM	5,0	6,7	10,0
Comprimento da Câmara de Mistura	CCM	20,0	26,7	40,0
Diâmetro Interno do Difusor Divergente	DDD	28,5	28,0	28,0
Comprimento do Difusor Divergente	CDD	30,0	28,0	23,0
Ângulo do Difusor Divergente	ADD	42,8	41,7	42,7
Distância do Bico ao Difusor Convergente	DtBaoDC	1	1	1
Diâmetro da Câmara de Sucção	DCS	12,7	12,7	12,7

Após testes com os três hidroejetores descritos anteriormente observou-se que o vácuo atingido era pequeno demais (659,2 mmHg de pressão absoluta/0,88 bar de pressão absoluta) para conseguir o resfriamento da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2) a baixa pressão. Após testes com o hidroejetor já melhorado observou-se que a pressão que o reservatório de resfriamento (TQ-2) deveria atingir para que a

temperatura da água de resfriamento começasse a diminuir era menor que 83 mmHg de pressão absoluta/0,11 bar de pressão absoluta.

Assim, após estudos para dimensionamento de um novo hidroejetor foram definidas novas dimensões com a colaboração externa (Empresa Vácuo Industrial – Valinhos) (Anexo A). Essas dimensões foram adaptadas para a instalação no sistema de resfriamento evaporativo em escala piloto (Apêndice C), com dimensões cilíndricas totais de 471 mm de comprimento e 33 mm de diâmetro.

No Apêndice C são mostradas as configurações e as dimensões do compartimento convergente (Peça 01), do compartimento convergente-divergente (Peça 02), do alojamento para os compartimentos com o início da câmara de sucção (Peça 03), a posição entre os compartimentos (Conjunto 04) e o alojamento com os mesmos, montagem final (Conjunto 05).

Nas Figuras 5.2 e 5.3, mostram o hidroejetor utilizado neste estudo e o esquema com as partes que compõe o mesmo, respectivamente.

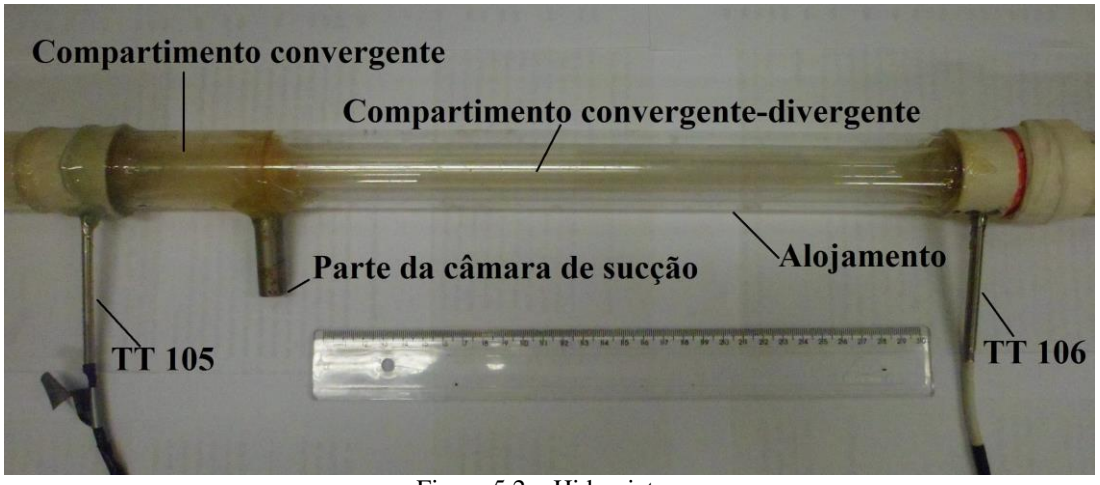


Figura 5.2 – Hidroejetor.

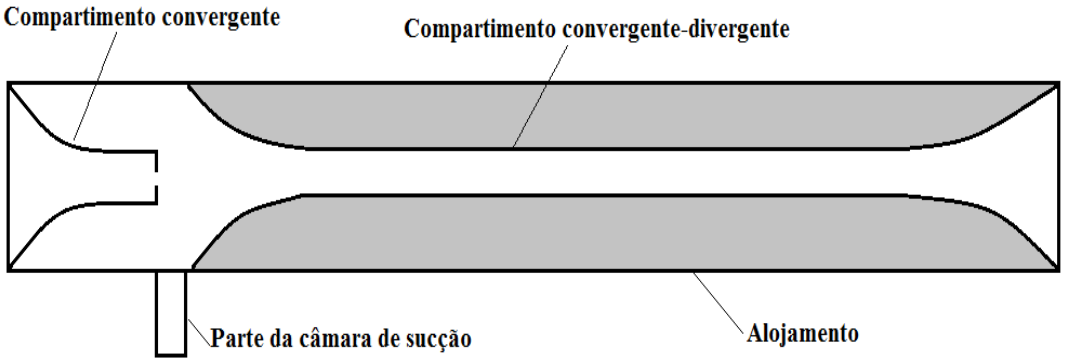


Figura 5.3 – Esquema do Hidroejetor.

5.4. AQUECIMENTO DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO

Após a água de circulação sair do reservatório de circulação (TQ-1) e percorrer a bomba centrífuga e o hidroejetor, a mesma retornava ao reservatório com um aumento da sua temperatura. A Figura 5.4 mostra o comportamento da temperatura, em todos os pontos instrumentados no circuito de circulação da água que passa no interior do hidroejetor e a ambiente, em relação ao tempo.

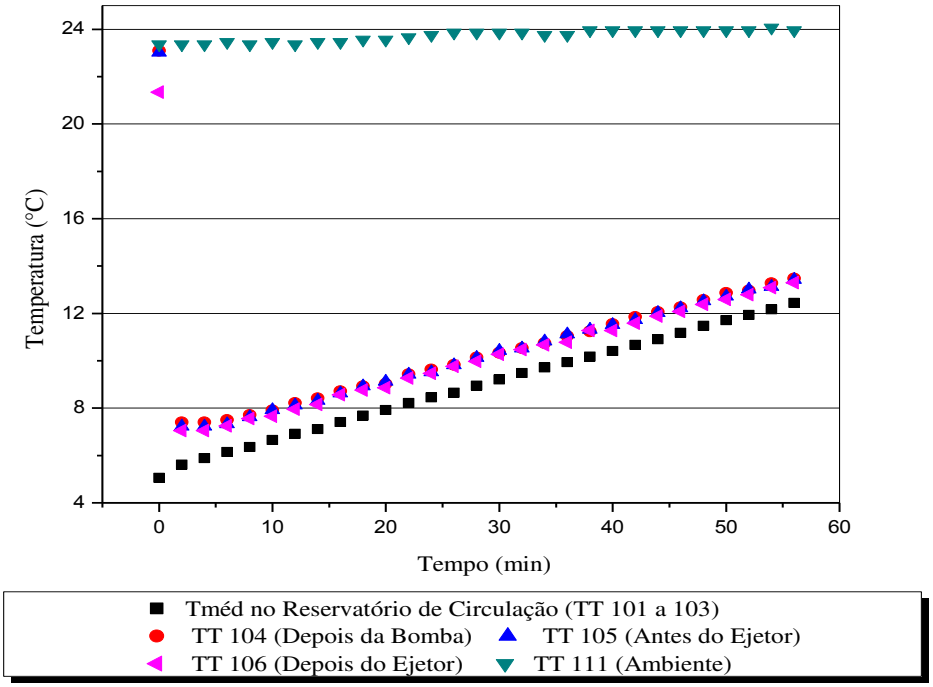


Figura 5.4 – Teste de aquecimento da água de circulação.

A causa do aumento de temperatura da água de circulação foi atribuída a bomba centrífuga que aquecia a mesma 1,3 ± 0,1 °C. Esse aumento ocasionou na água armazenada no reservatório de circulação (TQ-1) um aumento de temperatura de 0,1 ± 0,1 °C/min. Outras duas contribuições para o aquecimento da água de circulação seriam o atrito gerado pela turbulência das correntes na câmara de mistura do hidroejetor e pela energia de vapor de água, originada do reservatório de resfriamento (TQ-2), porém não foi evidenciado o aumento considerável da temperatura da água de circulação entre a entrada e saída do hidroejetor, visto que essa variação provavelmente foi muito pequena em relação a vazão da água de circulação.

Este aumento de temperatura provocaria um aumento de pressão no bocal do hidroejetor, pela sensibilidade verificada na diminuição da massa específica do líquido, e consequentemente prejudicaria o resfriamento da água de refrigeração.

Além de prejudicar o resfriamento da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), o aquecimento da água de circulação provocaria a inundação da câmara de sucção, consequentemente do reservatório de resfriamento (TQ-2), pela diferença de pressão nas extremidades da câmara de sucção. A extremidade próxima ao bocal do hidroejetor atingiria uma pressão maior do que na extremidade próxima ao reservatório de resfriamento (TQ-2), surgindo, portanto um fluxo de água de circulação do bocal para o reservatório de resfriamento (TQ-2).

Portanto, para controlar o aumento da temperatura da água de circulação foi utilizado um banho termostático para resfriamento secundário da água através do trocador de calor de forma espiral de cobre. E quando necessário era utilizado gelo para manter a temperatura da água na grandeza desejada.

5.5. INTEGRIDADE DO RESERVATÓRIO DE RESFRIAMENTO E DE REPOSIÇÃO DE ÁGUA

Após a montagem do sistema de resfriamento evaporativo, o reservatório de resfriamento (TQ-2) foi avaliado quanto a sua estanqueidade, ou seja, sua capacidade de permanecer hermético.

Primeiramente foi feito um teste visual, onde nitrogênio gasoso foi injetado no reservatório de resfriamento (TQ-2) e este foi mergulhado em um recipiente com água para visualizar surgimentos de bolhas. Após surgimento de algumas bolhas entre parafusos e roscas, houve a necessidade de melhorar a vedação com o ajuste dos parafusos e troca do veda rosca.

Posteriormente, um teste mais preciso foi realizado para verificar possíveis micros furos. O reservatório de resfriamento (TQ-2) foi condicionado a vácuo, através da bomba mecânica de vácuo, e permaneceu isolado fisicamente, mediante ao fechamento das válvulas esfera (V-3 e V-4) instaladas na parte superior do reservatório, por um período de 24 horas para avaliação da alteração da pressão interna. A Figura 5.5 mostra o comportamento da pressão em relação ao tempo, sendo monitorado a temperatura interna do reservatório de resfriamento (TQ-2) e a temperatura ambiente.

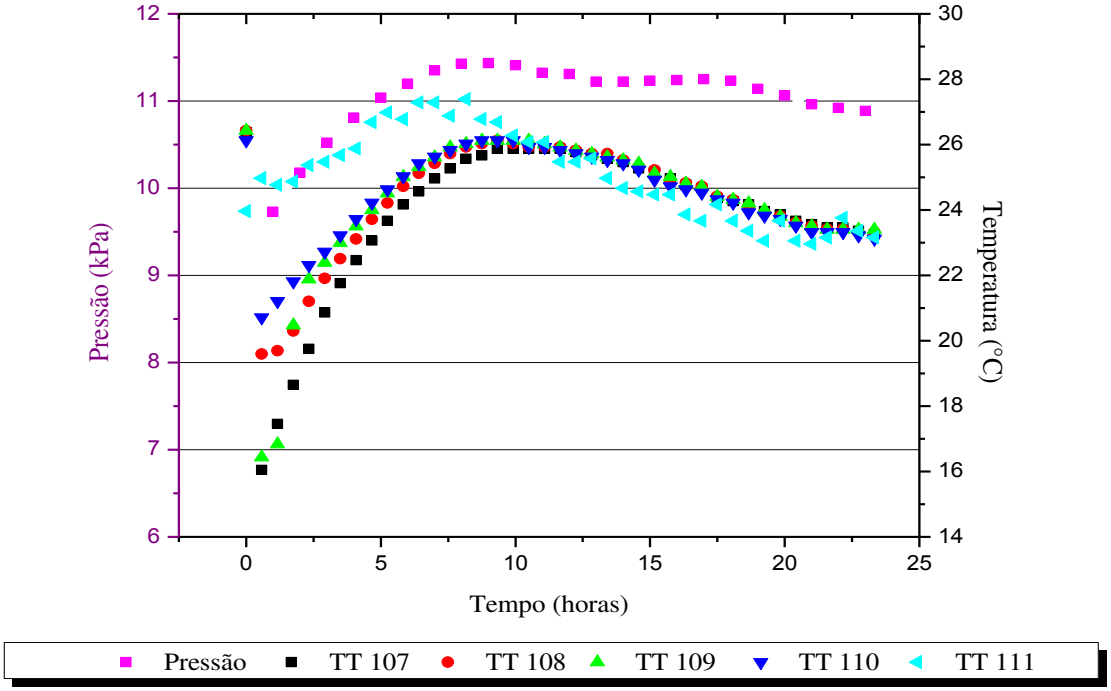


Figura 5.5 – Teste de vazamento no reservatório de resfriamento (TQ-2). Todos os sensores mediram a fase gasosa contida no reservatório de resfriamento.

Após o reservatório de resfriamento (TQ-2) alcançar uma pressão de 9,8 kPa em 1 hora e 15 minutos, a válvula esfera (V-4) que conectava a bomba de vácuo ao reservatório

de resfriamento (TQ-2) foi fechada. A partir deste momento, a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) subiu de 9,8 kPa para 11,4 kPa, de forma assintótica, em um período de 9 horas e 24 minutos, evidenciando uma pequena alteração, não significando vazamento. Esta pequena alteração pode ter ocorrido devido à presença de moléculas de água restante na superfície interna do reservatório, no qual propiciou o processo de dessorção. Posteriormente, a pressão interna do reservatório de resfriamento (TQ-2) diminuiu para 11,2 kPa, momento este em que a temperatura ambiente diminuiu. Este novo estado de equilíbrio foi alcançado, devido ao resfriamento do mesmo pelo não perfeito isolamento térmico e pela diminuição de temperatura do ambiente e consequentemente redução da pressão. Após 18 horas e 48 minutos do início do teste, um novo estado de equilíbrio foi alcançado pelo reservatório de resfriamento (TQ-2), passando de 11,2 kPa para 10,9 kPa, momento em que a temperatura ambiente registrou a menor magnitude durante a análise, 22,8 °C.

No interior do reservatório de resfriamento (TQ-2), a diminuição da pressão proporcionou a diminuição da temperatura do ar (TT 110) e a diminuição da temperatura da água (TT 107, TT 108 e TT 109), em torno de $\Delta T = 10$ °C, antes do fechamento da válvula esfera (V-4). A partir deste momento, a temperatura interna do reservatório de resfriamento (TQ-2) aumentou para 26 °C na maior pressão atingida pelo mesmo. Isso ocorreu devido ao aumento da temperatura ambiente; aumento da pressão interna e pela ausência da manutenção do vácuo para manter baixa a temperatura da água de resfriamento. Posteriormente com a diminuição da temperatura ambiente houve uma pequena diminuição na temperatura interna do reservatório alcançando 23,4 °C.

Teste de vazamento também foi realizado para avaliar a integridade do reservatório de reposição de água (TQ-3), monitorando a pressão e temperatura do reservatório de resfriamento e a temperatura ambiente (Figura 5.6). Depois de percorrido 24 horas do início do teste de vazamento no reservatório de resfriamento (TQ-2), a válvula esfera (V-3) que conectava o reservatório de reposição (TQ-3) ao reservatório de resfriamento (TQ-2) foi aberta.

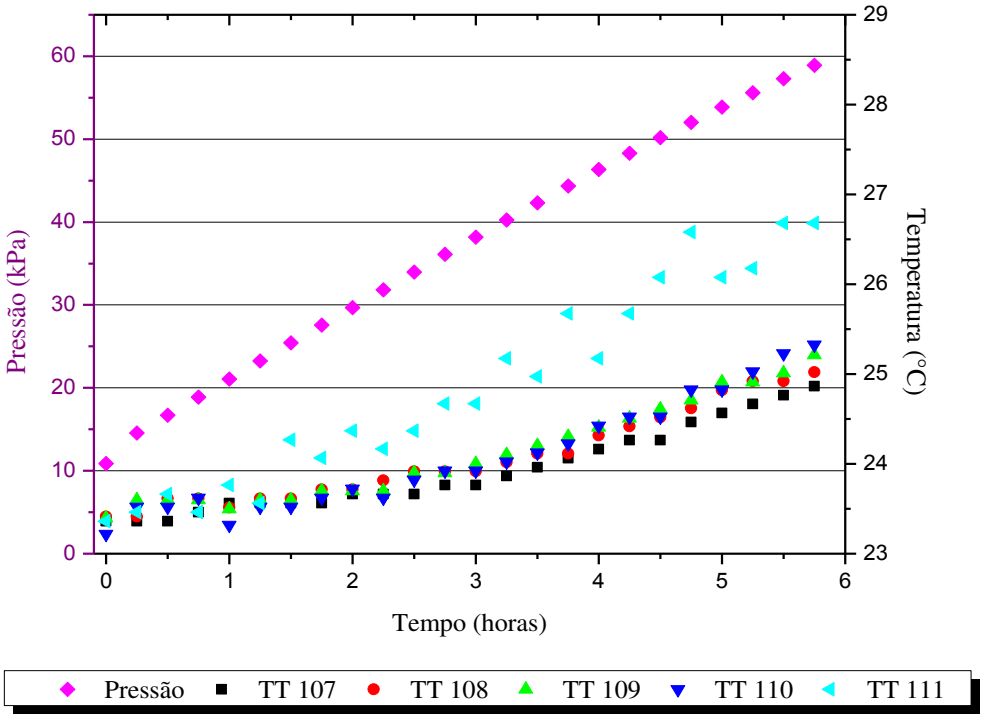


Figura 5.6 – Teste de Vazamento no reservatório de reposição (TQ-3). Todos os sensores mediram a fase gasosa contida no reservatório de resfriamento.

A variação da pressão em relação ao tempo deu-se de forma linear crescente por um período de 6 horas a partir da abertura da válvula (V-3), evidenciando um efetivo e considerável vazamento, e também houve aumento crescente da temperatura das fases gasosa e líquida, devido aos fatores listados anteriormente.

O vazamento do reservatório de resfriamento (TQ-2) foi considerado aceitável para uma boa confiança nos resultados, visto que a coleta dos dados se deu em um intervalo de tempo bem menor que o analisado no teste de vazamento. Já o de água foi manipulado de tal forma que a abertura e fechamento da válvula era de forma rápida para não ter o rompimento do vácuo alcançado.

5.6. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DO HIDROEJETOR QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES CONDIÇÕES OPERACIONAIS

De acordo com a configuração do hidroejetor, o mesmo fornece uma queda de pressão quando o fluido percorre o compartimento convergente. Isto ocorre porque quando

a água de circulação passa no bocal do hidroejetor, ela se expande devido à diminuição do diâmetro, fazendo com que a pressão naquele local diminua e a velocidade aumente. Como o bocal está conectado ao reservatório de resfriamento (TQ-2) pela câmara de sucção, a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) também diminui. A princípio, ocorre a sucção de ar úmido do reservatório de resfriamento (TQ-2), o que permite que a pressão parcial da água na fase gasosa presente no reservatório de resfriamento seja reduzida, ficando abaixo da pressão de saturação da água líquida. Esse fenômeno leva a evaporação da água presente no reservatório de resfriamento (TQ-2), que pelo processo de transferência de massa e calor provoca o resfriamento da água de resfriamento. Esse ar úmido ou vapor de água a baixa pressão succionados do reservatório de resfriamento (TQ-2) juntamente com a água de circulação se misturam na câmara de mistura do hidroejetor, recuperam a pressão de forma suficiente para equilibrar a pressão atmosférica no difusor divergente, pelo aumento do diâmetro do mesmo, e alcançam o reservatório de circulação (TQ-1).

Mas para que ocorra o resfriamento do líquido a baixa pressão, além de um projeto adequado dos compartimentos que compõem o hidroejetor, tem-se combinado a ele a temperatura e a velocidade da água de circulação.

Segundo Jeong et al. (2005) a diminuição gradativa da temperatura da água de circulação tem o intuito de diminuir a pressão no ejetor, pois, em geral, a densidade da água depende da temperatura.

Em relação a velocidade da água de circulação, a mesma tem influência sobre a pressão no bocal do hidroejetor, visto que o hidroejetor é regido pelo princípio de *BERNOULLI* (Equação 3.3). Para manter constante a energia mecânica no compartimento convergente, o aumento da velocidade, energia cinética do fluido, proporciona uma diminuição da energia de pressão do mesmo, considerando desprezível a energia potencial, pois a distância entre os dois pontos no volume de controle escolhido foi muito pequena.

De acordo com a influência desses dois fatores na diminuição da pressão foi estudado o comportamento do sistema em diferentes temperaturas e vazões volumétricas da água de circulação, que podem ser vistas no Apêndice D, nas Tabelas D.1, D.3 e D.5. O sistema foi submetido às vazões volumétricas nominais de 3,7; 3,9 e 4,1 ± 0,1 m³/h e as temperaturas nominais de 5, 10, 15, 20 e 25 ± 0,5 °C em cada vazão estudada.

Em todas as rodadas experimentais realizadas foi observado que quanto menor a temperatura da água de circulação, na mesma vazão volumétrica nominal estudada, menor foi à temperatura atingida pela água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), pois menor foi à pressão alcançada no mesmo e que na mesma temperatura da água de circulação, o aumento da velocidade no bocal do hidroejetor gerou uma maior diminuição da pressão. A Figura 5.7 mostra o comportamento da pressão nas três vazões volumétricas estudadas e nas diferentes temperaturas da água de circulação.

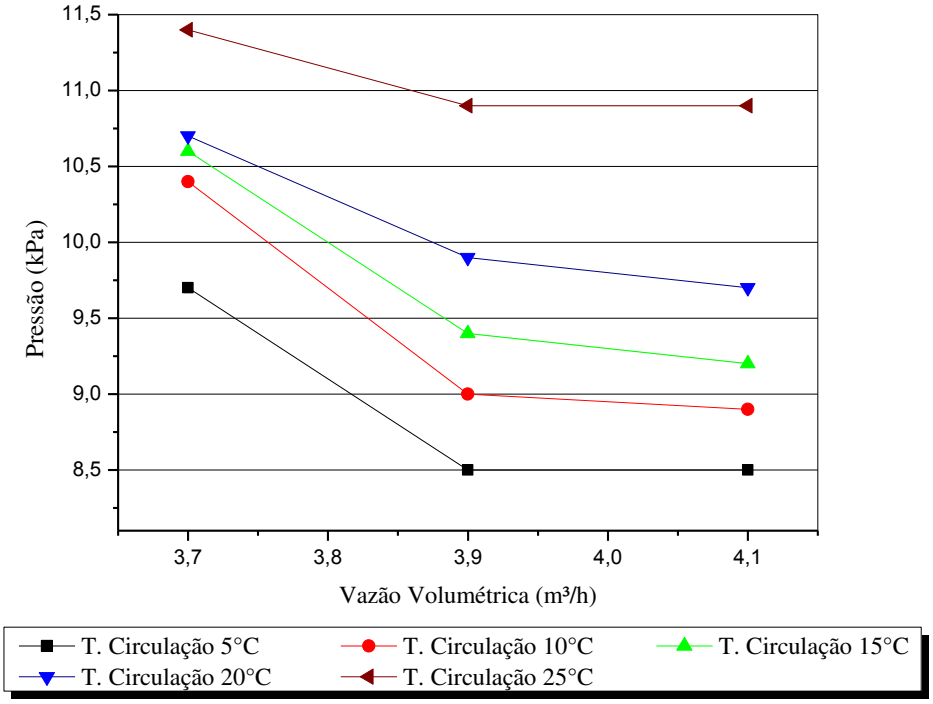


Figura 5.7– Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) nas vazões nominais de 3,7; 3,9 e 4,1 ± 0,1 m³/h.

A Figura 5.8, mostra o comportamento da pressão interna do reservatório de resfriamento (TQ-2), quando submetido a diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

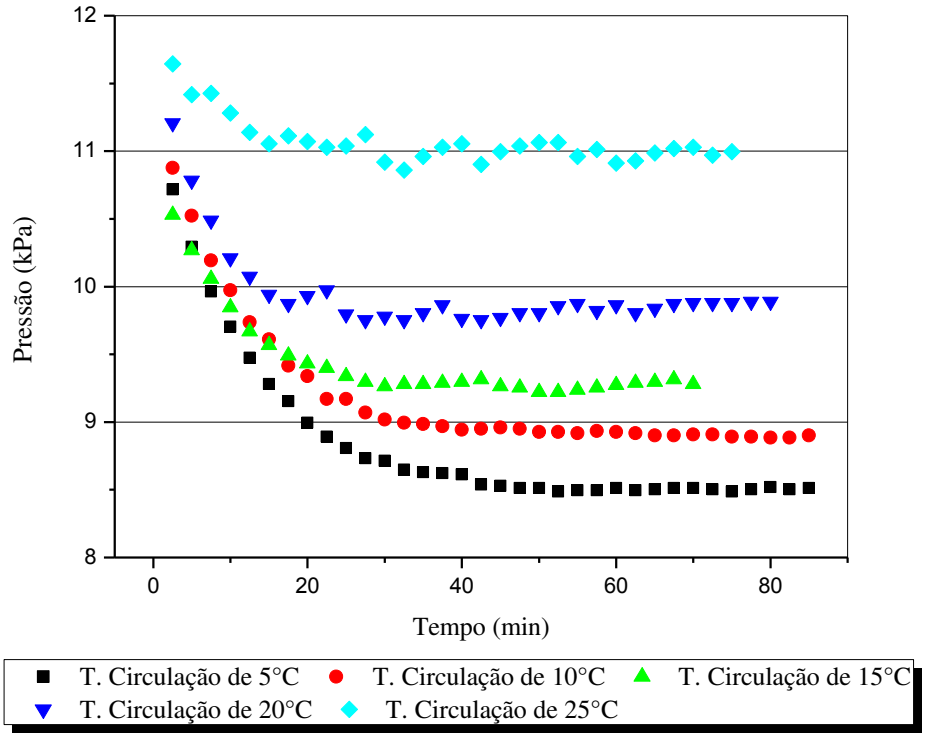


Figura 5.8 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) na vazão nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

A variação da pressão na vazão nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h foi maior quanto menor a temperatura da água de circulação. Mesmo tendo pequena variação da massa específica da água em relação a temperatura na faixa tralhada, a mesma foi sensível para influenciar na variação da pressão por causa da variação da temperatura.

Quando fixada a temperatura da água de circulação e variaram-se as vazões volumétricas da mesma foi observada uma maior queda de pressão no interior do reservatório de resfriamento (TQ-2) quando fornecida uma maior vazão volumétrica ao sistema. A Figura 5.9 mostra o comportamento da pressão no decorrer do funcionamento do sistema, nas diferentes vazões volumétricas trabalhadas quando a água de circulação estava a uma temperatura nominal de 20 ± 0,5 °C.

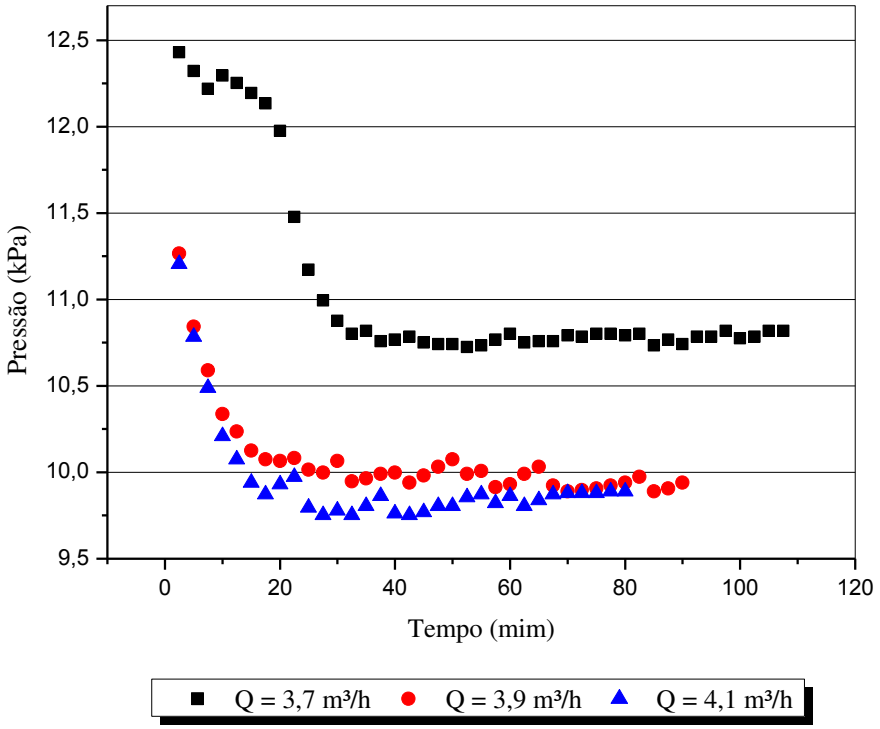


Figura 5.9 – Comportamento da pressão em diferentes vazões volumétricas nominais da água de circulação na temperatura nominal de 20 ± 0,5 °C.

A menor pressão atingida no reservatório de resfriamento, 9,8 kPa, quando a água de circulação estava a 20 ± 0,5 °C foi quando o sistema estava submetido a vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

O comportamento do sistema deu-se de forma similar nas distintas combinações entre as vazões volumétricas e as temperaturas da água de circulação. Este foi demonstrado de forma detalhada no Apêndice D (Figuras D.1 a D.33).

Na Tabela 5.3 mostra a temperatura alcançada pela água de resfriamento nas diferentes combinações da vazão volumétrica nominal e temperatura nominal da água de circulação.

Tabela 5.3 – Temperatura atingida pela água de resfriamento (°C), contida no reservatório de resfriamento, nas diferentes condições operacionais nominais, sem aplicação de carga térmica e na temperatura média inicial de 30 °C.

Vazão volumétrica nominal da água de circulação (± 0,1)	**Temperatura Nominal da Água de Circulação (± 0,5)**				
	5 °C	**10 °C**	**15 °C**	**20 °C**	**25 °C**
3,7 m³/h	20,4	22,3	23,5	24,5	27,9
3,9 m³/h	10,5	13,6	16,6	21,4	25,9
4,1 m³/h	9,7	12,7	16,3	21,4	26,2

A diferença de temperatura atingida pela água de resfriamento na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h foi bastante diferente das temperaturas da água de resfriamento atingidas nas vazões volumétricas nominais de 3,9 ± 0,1 m³/h e 4,1 ± 0,1 m³/h, na mesma temperatura da água de circulação. O mesmo não ocorreu entre as vazões volumétricas nominais de 3,9 ± 0,1 m³/h e 4,1 ± 0,1 m³/h, onde as temperaturas atingidas da água de resfriamento foram próximas, quando submetido à mesma temperatura de circulação, diferindo em menos de 1 °C. Esta pequena variação pode ter acontecido devido a variação da vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h em cada temperatura da água de circulação se aproximar da vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h nas respectivas temperaturas da água de circulação.

A temperatura da água de resfriamento na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h quando submetido a diferentes temperaturas da água de circulação foi superior a alcançada nas vazões volumétricas nominais 3,9 ± 0,1 m³/h e 4,1 ± 0,1 m³/h. Visto que a temperatura média inicial da água de resfriamento estava a 30°C, o sistema quando submetido a temperatura nominal de 5 ± 0,5 °C na vazão volumétrica nominal 3,7 ± 0,1 m³/h conseguiu resfriar a água de resfriamento em torno de um ΔT = 10 °C, enquanto nas vazões volumétricas nominais de 3,9 ± 0,1 m³/h e 4,1 ± 0,1 m³/h, este ΔT médio foi em torno de 20 °C. A medida que a temperatura da água de circulação aumentou, a diferença de temperatura inicial e final da água de resfriamento diminuiu.

Portanto a mesma tendência foi obtida quando comparado ao trabalho de Jeong et al. (2005). Eles demonstraram que a pressão cai acentuadamente quanto maior a vazão que passa pelo bico do ejetor e que a queda de pressão é maior quanto menor a temperatura do fluido no mesmo, visto que a massa específica da água depende da temperatura.

5.7. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO QUANDO SUBMETIDA A DIFERENTES CARGAS TÉRMICAS

Após o estudo do comportamento do sistema quando submetido a diferentes temperaturas e vazões volumétricas da água de circulação, foram realizados testes com aplicações de cargas térmicas na água de resfriamento, através da resistência elétrica instalada no fundo do reservatório, para estudar o comportamento da água e da fase gasosa contida no mesmo, com precisão de 0,01 A e 0,5 V.

Devido a forma como foi instalado a resistência elétrica, pelo lado externo e sob o reservatório de resfriamento, a água de resfriamento não absorveu toda a potência térmica [V.I] cedida pela resistência elétrica, tendo parte desta potência dissipada no meio ambiente. Portanto, a potência fornecida pela resistência elétrica [Q_{a_TOTAL}] e a potência térmica absorvida [Q_a] pela água de resfriamento são diferentes, podendo ser vistas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Potência térmica fornecida pela resistência elétrica e potência térmica absorvida pela água de resfriamento.

Potência térmica fornecida pela resistência elétrica (J/s) [Q_{a_TOTAL}]	Potência térmica absorvida pela água de resfriamento (J/s) [Q_a]
1,3; 5,4 e 12,7	0
23,4	12,61
36,3	27,85
52,3	31,14
94,4	56,68

Tabela 5.4 – Potência térmica fornecida pela resistência elétrica e potência térmica absorvida pela água de resfriamento (continuação).

Potência térmica fornecida pela resistência elétrica (J/s) [Q_{a_TOTAL}]	Potência térmica absorvida pela água de resfriamento (J/s) [Q_a]
119,7	49,92
213,6	92,27

Sendo assim, a curva gerada (Figura 5.10) pela potência térmica cedida pela resistência elétrica e a potência térmica absorvida pela água de resfriamento apresentou tendência linear (Equação 5.2), tendo uma razão de aproximadamente de 2,15.

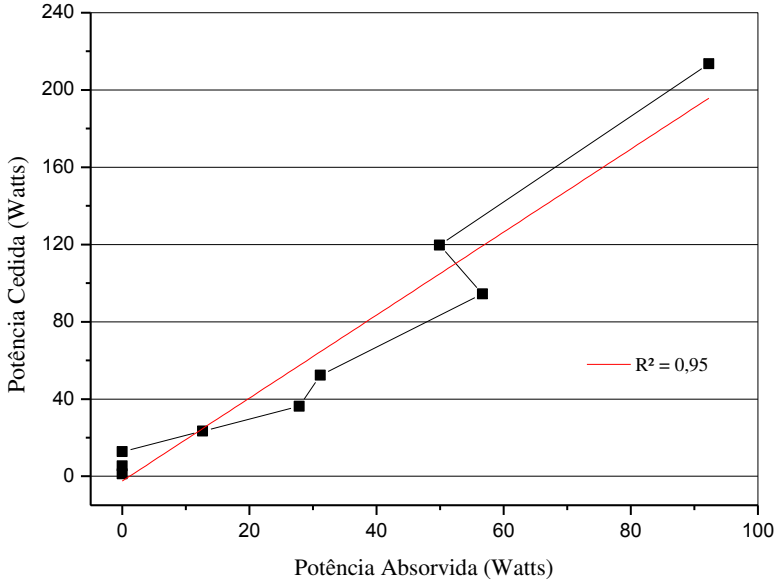


Figura 5.10 – Relação da potência térmica cedida pela resistência elétrica e a potência absorvida pela água de resfriamento.

$$Q_{a_TOTAL} = 2{,}1474 \times Q_a - 2{,}4118 \tag{5.2}$$

A variação da absorção de energia pela água de resfriamento pode ser justificada pela variação das condições do ambiente e pela variação do intervalo de tempo ocorrido para verificação da estabilização da temperatura.

Para estudo desses comportamentos foram escolhidas a vazão e a temperatura da água de circulação que propiciou a menor temperatura da água de resfriamento. Portanto, a carga térmica foi injetada no sistema quando o mesmo se encontrava em estado pseudo-estacionário nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

Estudos detalhados do comportamento do sistema perante a aplicação de cada potência térmica no reservatório de resfriamento (TQ-2) foi detalhada no Apêndice E (Figuras E.1 a E.4), tendo eles comportamentos similares.

A Tabela 5.5 mostra as potências absorvidas pela água de resfriamento e as temperaturas antes e após a aplicação da carga térmica fornecida pela resistência elétrica.

Tabela 5.5 – Temperatura média (TT 107 e TT 108) atingida pela água de resfriamento (°C) quando submetido a diferentes potência térmicas, nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C.

Potência Térmica Absorvida (Watts)	Temperatura inicial da água de resfriamento (°C)	Temperatura final da água de resfriamento (°C) após estabilizado	Referências
0	10,2	10,2	
0	10,2	10,2	
0	10,2	10,8	Figura E.1
12,61	10,2	11,6	
27,85	10,2	13,3	
31,14	9,3	15,3	Figura E.2
56,58	11,5	20,8	Figura E.3
49,92	9,7	20,7	Figura E.4
92,27	8,9	23,7	Figura 5.12

Pode-se observar que com o aumento da potência térmica, o sistema se estabilizou em diferentes crescentes temperaturas da água de resfriamento. Sendo assim, através da

perturbação da carga térmica, tipo degrau, observou-se que quanto maior a carga térmica fornecida ao sistema, o mesmo tende a se estabilizar em uma temperatura maior, sendo a temperatura inicial não limitante para o patamar de temperatura final que o sistema irá atingir.

Na Figura 5.11, é mostrado o comportamento crescente da temperatura com o aumento da carga térmica, tendendo a chegar num ponto em que a quantidade de água evaporada será tão grande que irá atrapalhar a sucção da fase gasosa pelo hidroejetor, possibilitando a ocorrência de desestabilização do sistema. Em consequência da não funcionalidade do hidroejetor, poderá ocorrer o aquecimento da água de resfriamento, caso a resistência elétrica permaneça ligada, até a sua completa evaporação ou poderá ocorrer a inundação do reservatório de resfriamento pela água de circulação através da diferença de pressão que será incialmente gerada.

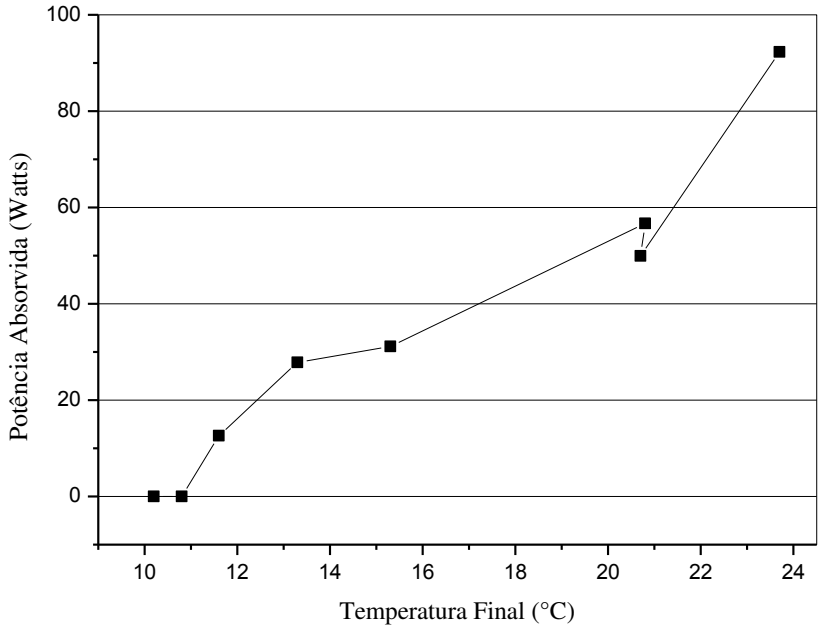


Figura 5.11 – Comportamento da temperatura da água de resfriamento após a perturbação da carga térmica tipo de grau fornecido ao sistema de resfriamento.

A maior potência térmica útil fornecida pela resistência elétrica ao sistema foi a de 99,35 W. A Figura 5.12 mostra o comportamento da pressão e da temperatura no interior do reservatório de resfriamento ao longo do tempo quando o sistema foi submetido a potência

térmica útil, fornecida pela resistência elétrica, de 99,35 W nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

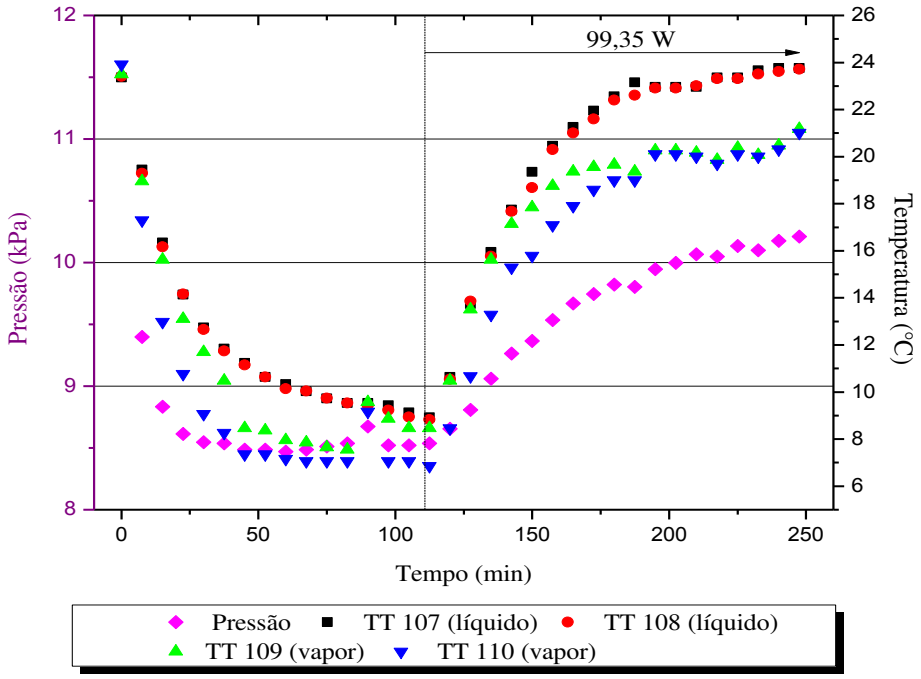


Figura 5.12 – Aplicação de potência térmica útil fornecida pela resistência elétrica de 99,35 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

O sistema nessas condições operacionais nominais entrou em estado pseudo-estacionário durante os primeiros 112,5 minutos de funcionamento do sistema, com uma taxa de evaporação de 1,21 mL/min. Neste período, a temperatura média da água de resfriamento (TT 107 e 108) alcançou 8,9 °C e uma pressão de 8,5 kPa. Posteriormente foi aplicada a potência térmica útil de 99,35 W, sendo absorvido pela água de resfriamento 92,27 W, durante o intervalo de tempo de 132,5 minutos, obtendo uma taxa de evaporação de 2,27 mL/min. Nessas condições houve um aumento da temperatura média (TT 107 e 108) da água de resfriamento de 8,9 °C para 23, 7 °C.

Portanto o efeito gerado com a aplicação das potências térmicas foi o aumento da temperatura do reservatório de resfriamento (TQ-2), onde o sistema conseguiu mantê-lo em diferentes patamares de temperatura, de acordo com a perturbação em degrau aplicada.

5.8. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO QUANDO SUBMETIDA A DIFERENTES TEMPERATURAS DE ÁGUA DE REPOSIÇÃO

Outro comportamento analisado foi o comportamento do ambiente no interior do reservatório de resfriamento (TQ-2) sob à reposição de água de resfriamento a diferentes temperaturas contida no reservatório de reposição (TQ-3).

Os testes foram feitos para três situações: quando o sistema estava tendendo a alcançar o estado pseudo-estacionário; quando o sistema atingiu o estado pseudo-estacionário e durante a aplicação da potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 213,6 W no reservatório de resfriamento (TQ-2), nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. Foram testadas temperaturas superiores à temperatura que normalmente poderia ocorrer a reposição da água de resfriamento, sendo estas 30, 40, 50, 60, 70 e 80 °C. A Figura 5.13 mostra a variação da pressão e da temperatura no reservatório de resfriamento perante a reposição da água de resfriamento na temperatura de 30 °C após o sistema alcançar o estado pseudo-permanente, nas condições operacionais nominais 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

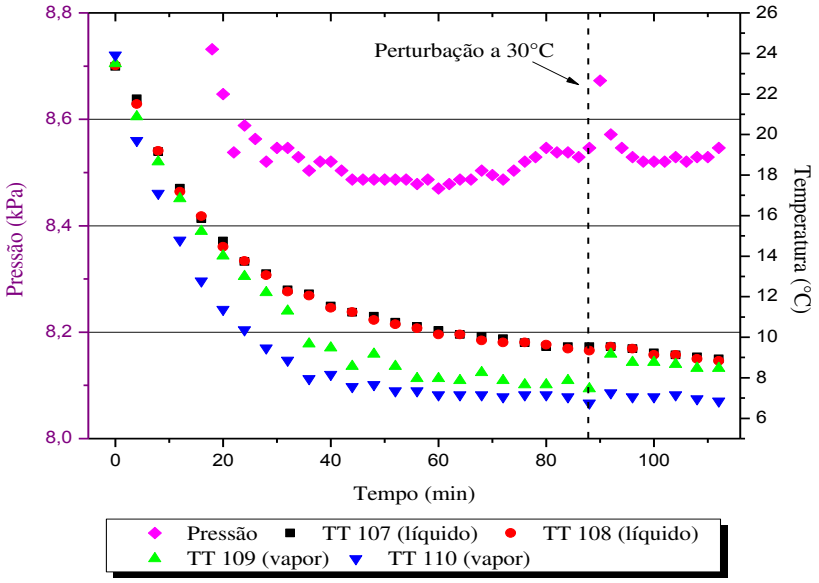


Figura 5.13 – Variação da pressão e temperatura no reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 30 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

Na Figura 5.14, o mesmo comportamento é mostrado, de forma que a perturbação de pulso gerada no reservatório de resfriamento (TQ-2) pode ser vista de forma ampla.

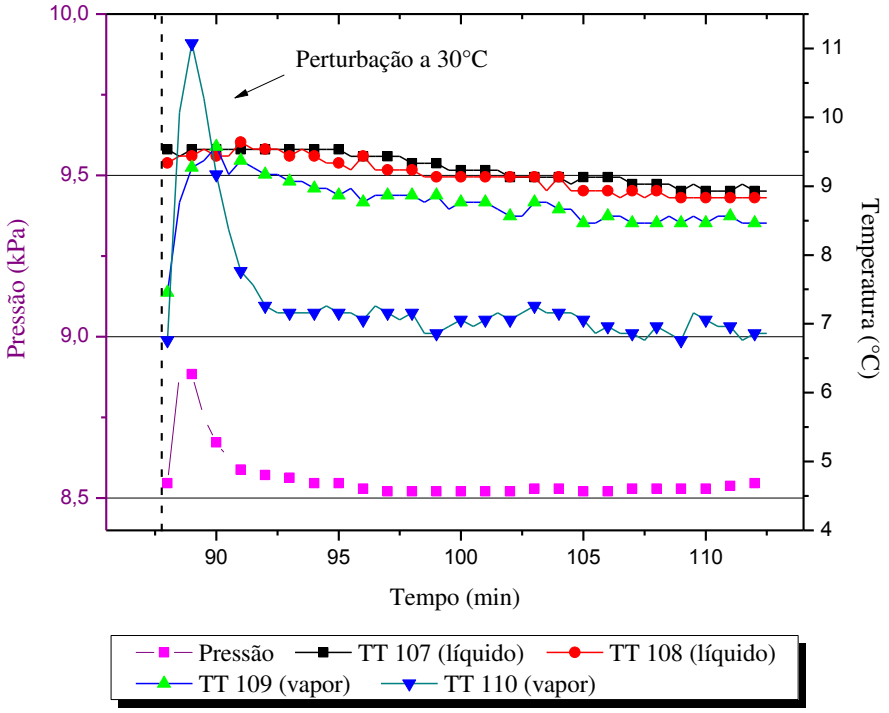


Figura 5.14 – Perturbação gerada na pressão e temperatura do reservatório de resfriamento pela reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 30 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação (Figura ampliada).

Nessa rodada experimental, a reposição da água de resfriamento foi feita quando o sistema alcançou o estado pseudo-estacionário. Após 87,5 minutos de funcionamento do sistema, o reservatório de resfriamento (TQ-2) atingiu a pressão de 8,5 kPa e a temperatura média (TT 107 e 108) de 9,4 °C da água de resfriamento, com uma taxa de evaporação de 1,21 mL/min. Em seguida, a válvula esfera (V-3) que faz a conexão do reservatório de resfriamento (TQ-2) ao reservatório de reposição (TQ-3) foi aberta. Após segundos, 60 mL de água na temperatura de 30 °C somou-se a água de resfriamento contida no reservatório de resfriamento (TQ-2), sendo o escoamento facilitado pela diferença de pressão nos dois reservatórios. Não houve registro do aumento da temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), devido à temperatura e o pouco volume de água de reposição. Já a temperatura da fase gasosa contido no reservatório de resfriamento (TQ-2)

aumentou, devido a transferência de calor da água de reposição para a fase gasosa, acarretando um aumento de pressão. Esse aumento de pressão também foi em função da redução do volume disponível para o gás através do ar contido no reservatório de reposição (TQ-3). Depois do fechamento a válvula esférica (V-3), o sistema alcançou o estado pseudo-estacionário na pressão de 8,5 kPa e na temperatura de 9,0 °C da água de resfriamento. Nesta rodada experimental, os transdutores de temperatura TT 107 e TT 108 mediram a magnitude da temperatura da água de resfriamento, enquanto os transdutores TT 109 e TT 110 mediram a magnitude da temperatura da fase gasosa contida no reservatório de resfriamento (TQ-2).

Para observar o efeito de desestabilização da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento, a temperatura da água de reposição foi aumentada para 40, 50, 60, 70 e 80 °C, sendo aplicada quando o sistema estava tendendo a alcançar o estado pseudo-estacionário.

A reposição da água de resfriamento nas temperaturas de 40, 50, 60, 70 e 80 °C obtiveram-se o mesmo comportamento da reposição da água de resfriamento na temperatura de 30 °C (Figura 5.15).

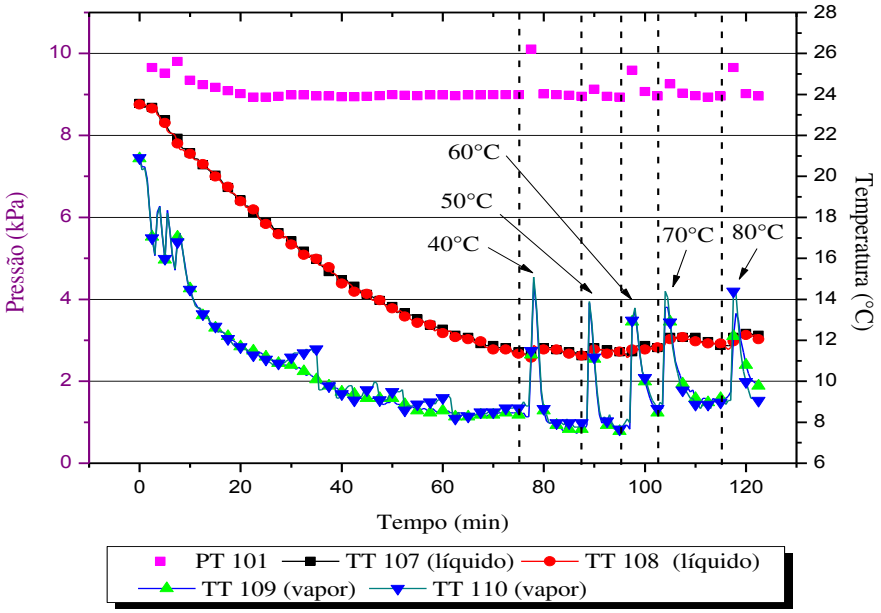


Figura 5.15 – Variação da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento nas temperaturas de 40, 50, 60, 70 e 80 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

Após 77 minutos de funcionamento do sistema houve a abertura da válvula esfera (V-3) e consequentemente o escoamento da água de resfriamento contida no reservatório de reposição (TQ-3) nas cinco temperaturas mencionadas anteriormente consecutivamente. Nestes momentos, a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) aumentou devido ao aumento de temperatura da fase gasosa e da presença de ar contido do reservatório de reposição (TQ-3), mas retornando a pressão inicial de 9,0 kPa. Devido ao aumento da temperatura da água de reposição, houve registros do aumento da temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), no qual, decorrido certo período, a temperatura retornava ao valor inicial, em torno de 11,4 °C. A reposição de água de resfriamento nas temperaturas de 40, 50, 60, 70 e 80 °C ocorreram aos 77,5; 88; 97; 103 e 117 minutos de funcionamento do sistema, respectivamente (Figura 5.16).

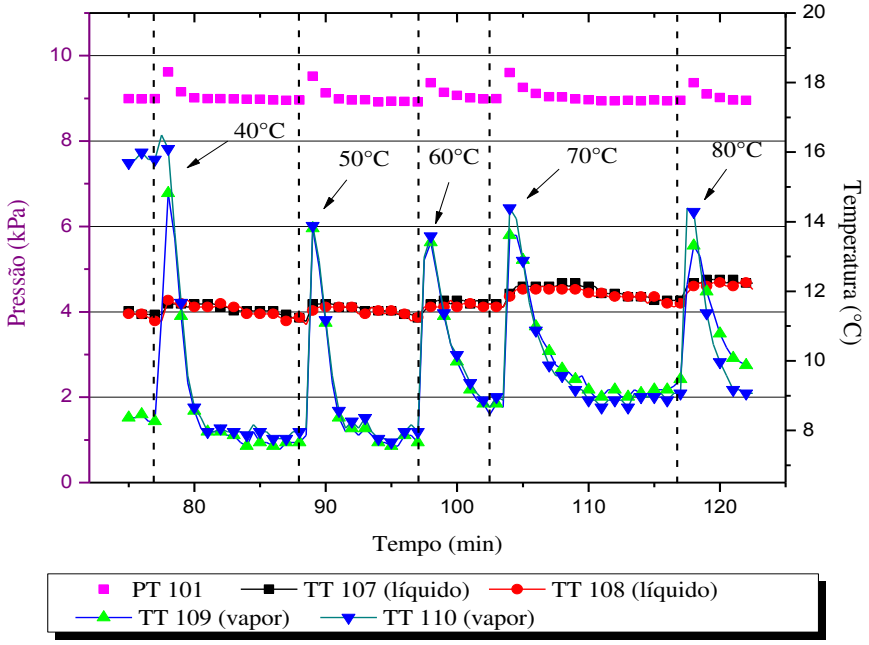


Figura 5.16 – Perturbação gerada na pressão e temperatura do reservatório de resfriamento pela reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 40 a 80 °C, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação (Figura ampliada).

Outro comportamento estudado foi a reposição de água de resfriamento feita durante a aplicação da potência térmica. A temperatura da água de reposição analisada foi de 40 °C enquanto o sistema estava submetido à potência térmica fornecida pela resistência

elétrica de 213,6 Watts, equivalente a Q_a = 92,27 Watts. As Figuras 5.17 e 5.18 mostram o comportamento da pressão e da temperatura da água de resfriamento durante a aplicação da carga térmica e da reposição de água de resfriamento a 40 °C.

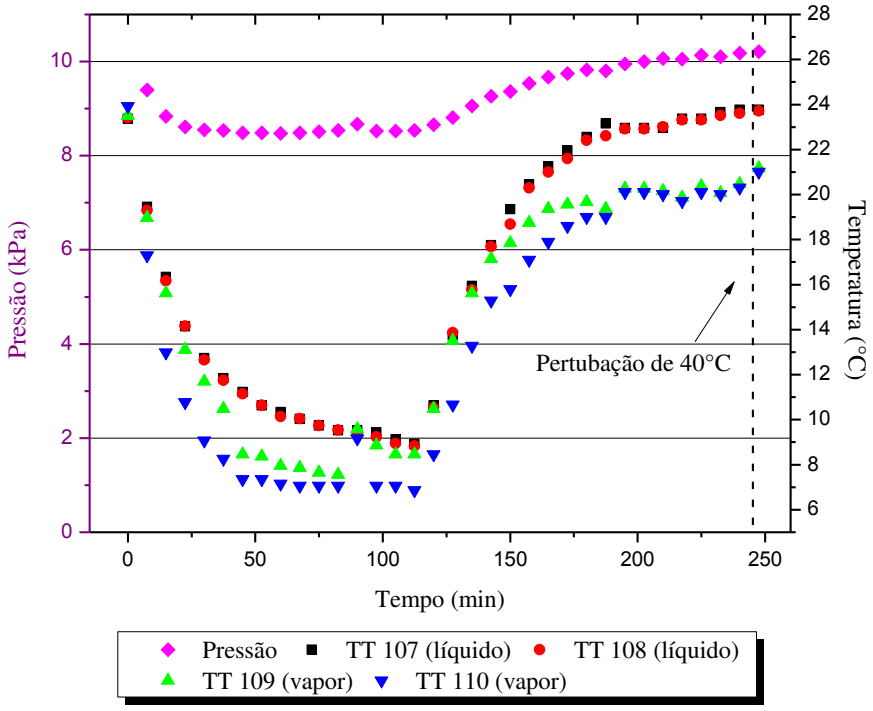


Figura 5.17 – Variação da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento em função da reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 40 °C e na aplicação da potência térmica fornecida pela resistência de 213,6 Watts, equivalente a Q_a = 92,27 Watts, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

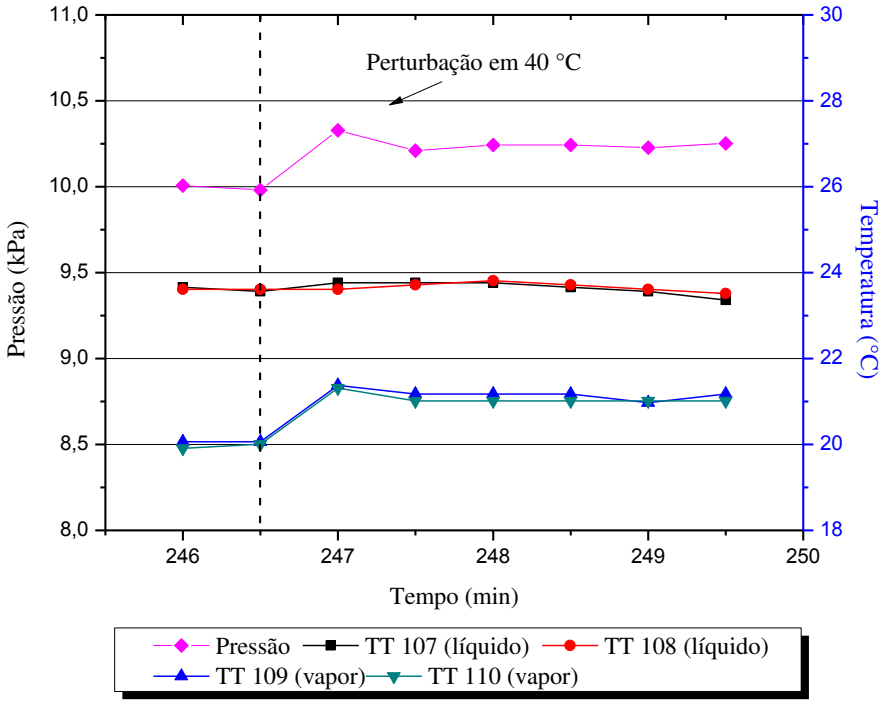


Figura 5.18 – Perturbação gerada na pressão e temperatura do reservatório de resfriamento pela reposição de 60 mL de água de resfriamento na temperatura de 40 °C e na aplicação da potência térmica fornecida pela resistência de 213,6 Watts, equivalente a Q_a = 92,27 Watts, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação (Figura ampliada).

O comportamento do sistema durante a reposição da água de resfriamento e aplicação de carga térmica, aos 246,5 minutos de funcionamento, provocou um suave aumento da temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), sendo mascarada pelo aumento da temperatura da água fornecida pela potência térmica, e um aumento da pressão devido à presença de ar contida no reservatório de reposição (TQ-3). Mas, não foi observado o retorno das condições iniciais do sistema, devido ao aquecimento do reservatório de resfriamento (TQ-2) pela resistência elétrica.

Em relação a reposição de água de resfriamento em geral, na taxa de evaporação média de 1,4 mL/min nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação e sem aplicação de carga térmica, a reposição de 60 mL ocorreria a cada 43 minutos. Já com a absorção da potência térmica de 92,27 W pela água de resfriamento, a reposição de 60 mL seria feita em um intervalo de tempo menor, 26 minutos, sendo a taxa de evaporação 2,27 mL/min.

5.9. ESTUDO DA CAVITAÇÃO NO BOCAL DO HIDROEJETOR

Um dos eventos observado no hidroejetor foi a possibilidade de formação de bolhas de vapor em seu bocal decorrente da acentuada queda de pressão e como isso interferiria no vácuo presente no reservatório de resfriamento (TQ-2). Esse fenômeno é conhecido como cavitação, formação de cavidades dentro da massa líquida.

De acordo com o princípio de *Bernoulli,* quando a água de circulação escoa no bocal do hidroejetor, o fluido é acelerado por causa da redução do diâmetro. Para manter a energia mecânica constante no compartimento convergente, ocorre uma redução na pressão, podendo esta alcançar um valor menor que a pressão de saturação da água de circulação na temperatura em que ela se encontra. Portanto, haveria formação de bolhas de vapor no bocal do hidroejetor. Após essas bolhas forem carregadas para uma região, câmara de mistura e difusor divergente do hidroejetor, em que a pressão fosse superior a pressão de saturação do fluido, ocorreriam "implosões" das mesmas ocasionando fissuras no equipamento, caso ocorra perto da superfície, pela liberação sucessiva de ondas de choques e micro jatos, altamente energéticos. A Figura 5.19 mostra a pressão de saturação e a pressão que o reservatório de resfriamento alcançou, nas diferentes condições operacionais nominais.

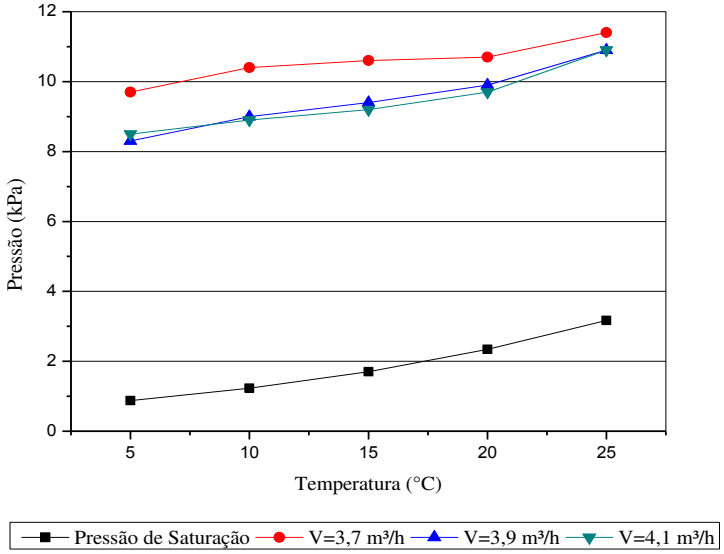


Figura 5.19 - Comparação da pressão de saturação da água de circulação em relação a pressão atingida pela mesma no sistema de resfriamento evaporativo, nas diferentes combinações das condições operacionais nominais.

De acordo com os resultados apresentados, observou-se que a pressão atingida pela água de circulação no bocal do hidroejetor foi superior à pressão de saturação da água de circulação em todas as condições operacionais imposta ao sistema, portanto não ocorreu possibilidade de cavitação durante o funcionamento do sistema.

5.10. AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE DE DESEMPENHO OU DE EFICÁCIA (COP)

O coeficiente de desempenho (COP) foi calculado com fornecimento de trabalho ao sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor de 693 J/s.

Nas potências térmicas fornecida pela resistência elétrica de 1,3; 5,4 e 12,7 W, a água de resfriamento não absorveu nenhuma carga térmica, sendo imperceptível as mudanças de temperatura e taxa de vaporização.

Na Tabela 5.6, são apresentados os valores dos COP atingidos pelo sistema com suas respectivas potências térmicas absorvida pela água de resfriamento.

Tabela 5.6 – Coeficiente de desempenho do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor em diferentes potências térmicas absorvidas pela água de resfriamento.

Potência térmica absorvida pela água de resfriamento (J/s)	$COP_{atingido}$
12,61	0,011
27,85	0,023
31,14	0,026
56,68	0,047
49,92	0,042
92,27	0,077

Observou-se que o COP foi maior quanto maior a potência térmica absorvida pela água de resfriamento. Os baixos valores obtidos na determinação do COP para o sistema de resfriamento em estudo foram esperados quando comparados aos COP de sistemas de

refrigeração utilizando ejetor a vapor, visto que o vapor possui característica física superior ao fluido em estado de agregação líquido com maior velocidade de escoamento. Outro fator que pode ter influenciado de forma negativa o COP do sistema em estudo foi a utilização da bomba centrífuga que aquecia a água de circulação ao passar pelo seu rotor. Tendo a bomba centrífuga um comportamento não esperado, pode ter se esforçado mais, perdendo a sua eficiência e utilizando uma potência maior para transportar a água. Portanto a energia gasta para o trabalho da bomba centrífuga pode estar superestimado devido seu mau funcionamento.

O sistema em estudo não apresentou um COP elevado, mas quando observado outros sistemas de refrigeração, o mesmo se assemelha aos COP atingidos. Vargas et al. (2009) esperaram um COP de 0,292 para um evaporador com capacidade de 91W e com o fluido R141b a uma temperatura de 10 °C, de acordo com as correlações empíricas de Huang e Chang (1999), entretanto o melhor resultado obtido foi um COP de 0,221, sendo assim, 25% abaixo do esperado, considerando a taxa do fluido secundário através do evaporador de 0,39 g/s e com a taxa do fluido principal de 1,68 g/s.

Jain; Agrawal e Pachorkar (2012) relatam que o COP do ciclo de refrigeração assistido com energia solar e com uso de ejetor foi de 0,13. O sistema foi exposto a radiação solar incidente de 700 W/m², capacidade de refrigeração de 5 kW, temperatura de geração de 90 °C, temperatura de condensação de 37 °C e temperatura de evaporação de 10 °C.

Pridasawas e Lundquist (2003) alegam que o COP em sistema de refrigeração alimentado por fonte de calor com uso de ejetor, utilizando como fluido de trabalho a vapor de água, butano, R141b entre outros, varia de 0,3 a 0,8, quando a temperatura de geração varia de 80 a 150 °C.

6 CONCLUSÃO

Os resultados experimentais mostraram que a água de circulação que passa no hidroejetor deve ser mantida a temperatura constante para não prejudicar o resfriamento da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2) e para evitar a inundação do mesmo através da câmara de sucção pela água de circulação.

Como qualquer outro sistema de resfriamento, para manter a temperatura da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2) baixa, o sistema deve permanecer ligado, pois mesmo com isolamento térmico, não foi eficiente para manter a temperatura do reservatório constante com o mesmo desligado.

Entre as diferentes condições operacionais imposta ao sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor pode-se observar que quanto maior a vazão volumétrica e menor a temperatura da água de circulação, obter-se-á uma menor pressão na câmara de sucção. Dependendo do vácuo atingido, a pressão de vapor da água na fase gasosa quando r menor que a pressão de saturação da água, ocorre o resfriamento da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2), sendo intensificado quanto menor for a pressão. No sistema em estudo, a maior queda de temperatura da água de resfriamento ocorreu nas condições operacionais com a vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 5 ± 0,5 °C da água de circulação, resultando na temperatura média final de aproximadamente 9 °C da água de resfriamento armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2).

Durante a aplicação da demanda térmica no reservatório de resfriamento (TQ-2) observou-se que o sistema de resfriamento passa de um estado pseudo-estacionário para outro com uma maior temperatura e pressão. O sistema absorveu a potência térmica máxima de 92,27 W, alcançando uma temperatura média de 23,7 °C. Contudo, o sistema tende a absorver uma maior potência térmica até o momento que a taxa de evaporação seja elevada ao ponto que o hidroejetor não consiga mais fazer a sucção da fase gasosa contida no reservatório de resfriamento. Neste momento poderá ocorrer a completa evaporação da água restante no reservatório de resfriamento (TQ-2) pela permanência da resistência

elétrica ligada ou poderá ocorrer a inundação do reservatório de resfriamento pela água de circulação através da diferença de pressão inicialmente gerada.

A reposição de água de resfriamento, perturbação tipo pulso, não interferiu de forma irreversível na estabilidade do reservatório de resfriamento (TQ-2). Portanto, pode-se concluir que a reposição, quando necessária, pode ser feita em qualquer estágio de funcionamento do sistema.

As condições operacionais nominais impostas ao sistema de resfriamento em estudo não permitiu que o sistema alcançasse uma pressão menor que a pressão de saturação da água de circulação, logo não houve a presença de cavitação. Portanto a queda acentuada da pressão no bocal do hidroejetor não foi prejudicial na diminuição da pressão e consequentemente no resfriamento da água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2).

O sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor estudado apresentou um coeficiente de desempenho de 0,077 nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação. Um dos motivos para obtenção do baixo COP está no mal funcionamento da bomba centrífuga usada para circulação da água que passava pelo hidroejetor, gerando uma má eficiência do equipamento e portanto uma maior demanda energética para sua operação.

No sistema em estudo constatou que é inviável o funcionamento do mesmo para resfriamento de um fluido a baixas temperaturas nas condições operacionais estudadas, pois houve a necessidade que a água de circulação também ficasse a baixa temperatura. Mas quando observado o processo com uso de ejetores a vapor, o mesmo passa no bocal do ejetor com temperatura elevadas (80 a 150 °C), porém a alta velocidade do vapor compensa a alta temperatura do fluido, proporcionando um vácuo considerável. Sendo assim, aplicando uma maior velocidade na água de circulação, o sistema pode atingir temperaturas da água de resfriamento mais baixa que a temperatura da água de circulação, podendo até trabalhar com temperaturas mais elevadas da água de circula pelo hidroejetor. Ou para sistemas em que há circulação de água e que o resfriamento pode ocorrer em patamares de temperaturas superiores, o sistema tende a ser bom, pois não precisaria alcançar tão baixas pressões e consequentemente poderia ser usada a água de circulação na temperatura

ambiente. Como exemplo, o sistema em estudo poderia ser utilizado de forma complementar a torre de resfriamento ou em outro sistema como termoacumulador.

Contudo, pode-se concluir que quanto maior a velocidade e menor a temperatura da água de circulação, menor é a pressão e consequentemente menor a temperatura da água de resfriamento; que a reposição de água de resfriamento pode ocorrer em qualquer momento de funcionamento do sistema; que o aumento da potência térmica imposta ao reservatório de resfriamento eleva a temperatura da água de resfriamento e se estabiliza em diferentes patamares; e que um bom dimensionamento do hidroejetor é fundamental para atingir baixas pressões e pode atenuar as condições operacionais.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Para aumentar a eficiência do sistema de resfriamento evaporativo com uso de hidroejetor pode-se melhorar a configuração do hidroejetor para fornecer uma maior queda de pressão, submeter o sistema a uma maior vazão volumétrica e trabalhar com uma bomba hidráulica que não aqueça a água de circulação.

- Testar o sistema estudado para resfriamento do fluido contido no reservatório de resfriamento a um patamar de temperatura maior, na condição operacional de temperatura ambiente da água de circulação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFONSO, M. R. A. 2005. *Resfriamento a vácuo de alfaces hidropônicas (Lactuca sativa L.) cv. Salad Bowl: avaliação do processo e da vida pós-colheita.* Doutorado, Universidade Estadual de Campinas.

APHORNRATANA, S., EAMES, I. W. 1997. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid,* 20**,** 352-358.

BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N. 2002. Difusividade e os Mecanismos de Transporte de Massa. *In:* BIRD, R. B., STEWART, W. E. & LIGHTFOOT, E. N. (eds.) *Fenômenos de Transporte.* 2 ed.

CAMARGO, J. R.2004. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. *Revista Ciências Exatas*, Taubaté, v. 9/10, n. 1-2, p. 69-75, 2003/2004

CHUMIOQUE, J. J. R. 2004. Simulação de um Sistema de Refrigeração com Termoacumulação operando em Regime Transiente. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

CIZUNGU, K., GROLL, M., LING, Z. G. 2005. Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems. *Applied Thermal Engineering,* 25**,** 1979-1994.

FOX, R.W., MCDONALD, A.T., 2005. Introdução à Mecânica dos Fluidos. Rio de Janeiro. *Livros Técnicos e Científicos.* Editora S.A., 5ª Edição.

HAAS, E., GUR, G. 1987. Factor affecting the cooling rate of lettuce in vacuum cooling installations. *International Journal of Refrigeration,* 10**,** 82-86.

HUANG, B. J., CHANG, J. M. 1999. Empirical correlation for ejector design. *International Journal of Refrigeration,* 22**,** 379-388.

HUANG, B. J., CHANG, J. M., WANG, C. P., PETRENKO, V. A. 1999. A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration,* 22**,** 354-364.

JAIN, A., AGRAWAL, S. K., PACHORKAR, P. Exergy Analysis of the Solar-Driven Ejector Refrigeration System. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* (IOSR-JMCE). ISSN: 2278-1684 Volume 3, Issue 3 (Sep-Oct. 2012), PP 30-36.

JEONG, H. M., CHUNG, H. S., BAE, K. Y., KIM, S. H., SHIN, Y. S. 2005. Water cooling characteristics in an enclosed vacuum tank by water driven ejector. *Journal of Mechanical Science and Technology,* 19**,** 164-172.

KASPERSKI, J. 2010. Rotational type of a gravitational ejector refrigerator - A system balance of the refrigerant analysis. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid,* 33**,** 3-11.

MEDEIROS, P. S. G., BARBOSA, C. R. F., FONTES, F. A. O. 2010. Propriedades termofísicas de fluidos secundários à base de álcool para termoacumulação.

MOUTINHO, A. M. C., SILVA, M. E. S. F., CUNHA, M. A. C. M. I. 1980. *Tecnologia de Vácuo*. Universidade Nova de Lisboa. Faculdade de Ciências e Tecnologia, 1 ed.

OLIVEIRA, E. F., BOTREL, T. A., FRIZZONE, J. A., PAZ, V. P. S. 1996. Análise Hidráulica de Hidroejetores. *Scientia Agricola,* 53**,** 241-248.

PETERS, H. 1969. Bombas Injetoras. *Manual de aparelhos de bombeamento de água.*São Carlos - EESC -USP.

PRIDASAWAS, W.; LUNDQVIST, P. Technical options for a solar - driven cooling system. *Proceeding of the International Solar Energy Congress 2003*, Gothenburg, 2003.

RISMANCHI, B., SAIDUR, R., MASJUKI, H. H., MAHLIA, T. M. I. 2012. Energetic, economic and environmental benefits of utilizing the ice thermal storage systems for office building applications. *Energy and Buildings,* 50**,** 347-354.

SCHIBUOLA, L. 1997. High-efficiency recovery for air-conditioning applications in a mild climate: A case study. *Applied Thermal Engineering,* 17**,** 447-454.

SOKOLOV, M., HERSHGAL, D. 1990. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. *International Journal of Refrigeration,* 13**,** 351-356.

SRIVEERAKUL, T., APHORNRATANA, S., CHUNNANOND, K. 2007. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results. *International Journal of Thermal Sciences,* 46**,** 812-822.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. 1994. Refrigerantes. *In:* STOECKER, W. F. & JABARDO, J. M. S. (eds.) *Refrigeração Industrial.* 2 ed.

SUN, D. W., EAMES, I. W., APHORNRATANA, S. 1996. Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle .1. Computer simulation. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid,* 19**,** 172-180.

THERMOAMBIENTAL, 2013. Disponível em: <http://www.thermoambiental.com.br/ termoacumulacao/termoacumulacao.php>. Acessado em: 23/12/2013.

THOMPSON, J. F., MITCHELL, F. G., RUMSEY, T. R., KASMIRE, R. F., CRISOSTO, C. H. 1998. Division of Agriculture and Natural Resources. *Commercial Cooling of Fruits, Vegetables and Flowers.*21567.

VARGAS, L. C. P., BARBOSA, C. R. F., FONTES, F. A. O., ALMEIDA, I. M. G. 2009. Projeto do ejetor de um sistema de refrigeração por jato de compressão de vapor. *IV Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte e Nordeste de Educação Tecnológica.* Belém - PA.

APÊNDICES

A. RESULTADOS DE CALIBRAÇÃO

A.1 Transdutor de Temperatura

Tabela A.1- Equações de calibração dos transdutores de temperatura utilizados nos ensaios experimentais.

Sensores	Equação de Calibração (°C)	R^2	Equação
TT 101	tc = 0,9886 * ti - 0,0619	0,99	(A.1)
TT 102	tc = 1,0144 * ti + 0,4069	0,99	(A.2)
TT 103	tc = 0,9915 * ti - 0,2567	0,99	(A.3)
TT 104	tc = 1,0128 * ti - 0,2513	0,99	(A.4)
TT 105	tc = 0,9997 * ti + 0,4219	0,99	(A.5)
TT 106	tc = 1,0065 * ti - 0,0944	0,99	(A.6)
TT 107	tc = 1,0022 * ti + 0,5120	0,99	(A.7)
TT 108	tc = 1,0055 * ti + 0,1854	0,99	(A.8)
TT 109	tc = 1,0090 * ti - 0,2150	0,99	(A.9)
TT 110	tc = 1,0037 * ti - 0,0655	0,99	(A.10)
TT 111	tc = 1,0059 * ti + 0,2256	0,99	(A.11)

Legenda: tc significa temperatura corrigida e ti significa temperatura lida no sensor

A.2 Modulador de Tensão

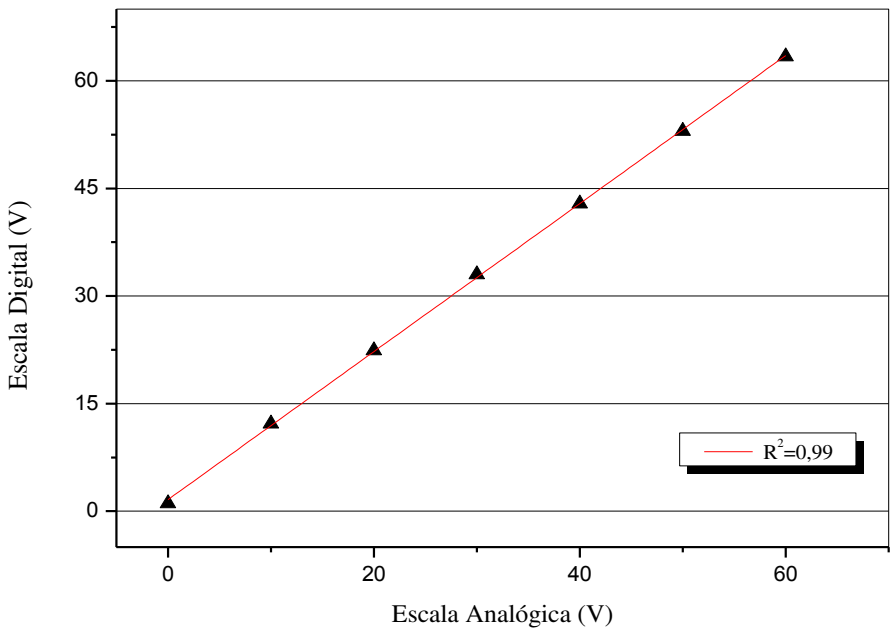


Figura A.1 - Curva de tensão na escala analógica em relação a tensão fornecidos por uma escala digital, multímetro.

B. CICLO PDSA

Tabela B.1 - Demonstração do ciclo PDSA (Plan, Do, Study e Act) utilizado na montagem do sistema de resfriamento.

Ciclos	Pontos Críticos	Planejamento	Fazer	Estudar	Agir
01	Disposição da Bomba Centrífuga	Tipos de Instalações	**Inundada/** Válvula de Pé ou Grifada	Facilidade na instalação, menor perda de carga e não ocorrência de cavitação na bomba	Mantê-la
01	Disposição do hidroejetor	Orientação do hidroejetor	**Descendente/** Ascendente	Evitar inundação no sistema quando este for desligado	Mantê-lo
01	Dimensionamento do hidroejetor	Material disponível na literatura	Hidroejetor de vidro a partir das dimensões encontradas	Hidroejetor sem difusor convergente e proporções distorcidas	Construir o hidroejetor com difusor convergente e estudar novas dimensões
01	Montagem da Câmara de Sucção	Disposição da Câmara de Sucção	**Horizontal/**Inclinado	Inundamento da câmara de sucção	Inclinado
01	Condicionamento do Reservatório de Resfriamento (TQ-2)	Existência de Camada de Gelo	**Instalação de Agitadores/** Agentes Anticongelantes	-	Sem ação, pois não houve formação de camada de gelo (T. mínima = 8 °C)
01	Condicionamento do Reservatório de Circulação (TQ-1)	Instalação da tubulação na saída do hidroejetor	**Tubulação mergulhada na superfície da água de circulação**/Mangueira/Defletor	Formação de Bolhas	Instalar mangueira na saída do hidroejetor até as paredes do reservatório de circulação (TQ-1)
01	Reservatório de Resfriamento (TQ-2)	Material a ser utilizado	Lateral de PVC e tampas de acrílico	Vazamento e implosão das tampas quando exposta a baixas pressões	Material de aço inox
01	Tubulação da curva até o início do hidroejetor	Material e diâmetro a ser utilizado	Material de Vidro com diâmetro de 34 mm	Não preenchimento da tubulação e formação de bolhas	Material de acrílico com diâmetro de 3/4"

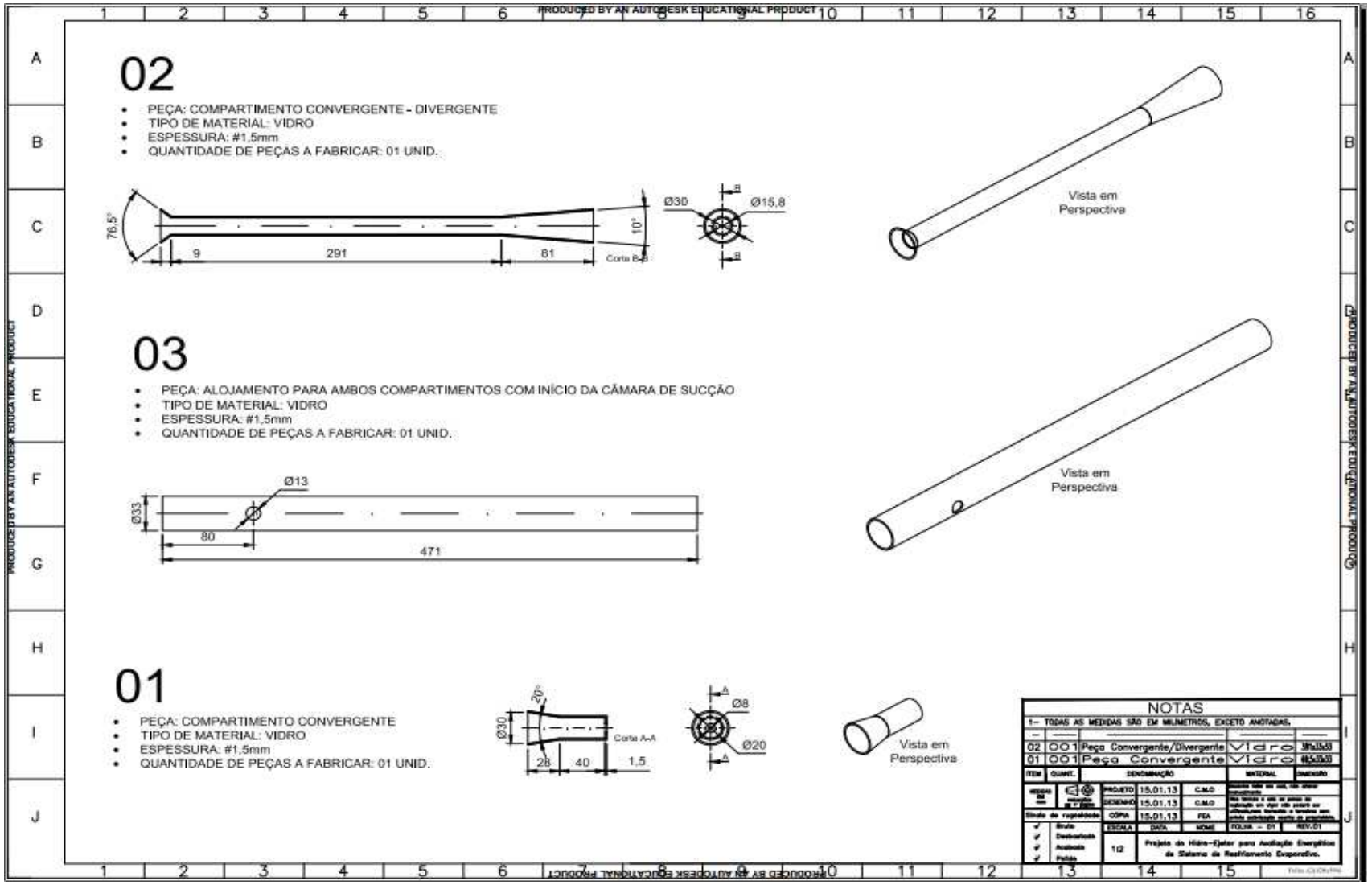
Tabela B.1 - Demonstração do ciclo PDSA (Plan, Do, Study e Act) utilizado na montagem do sistema de resfriamento (continuação).

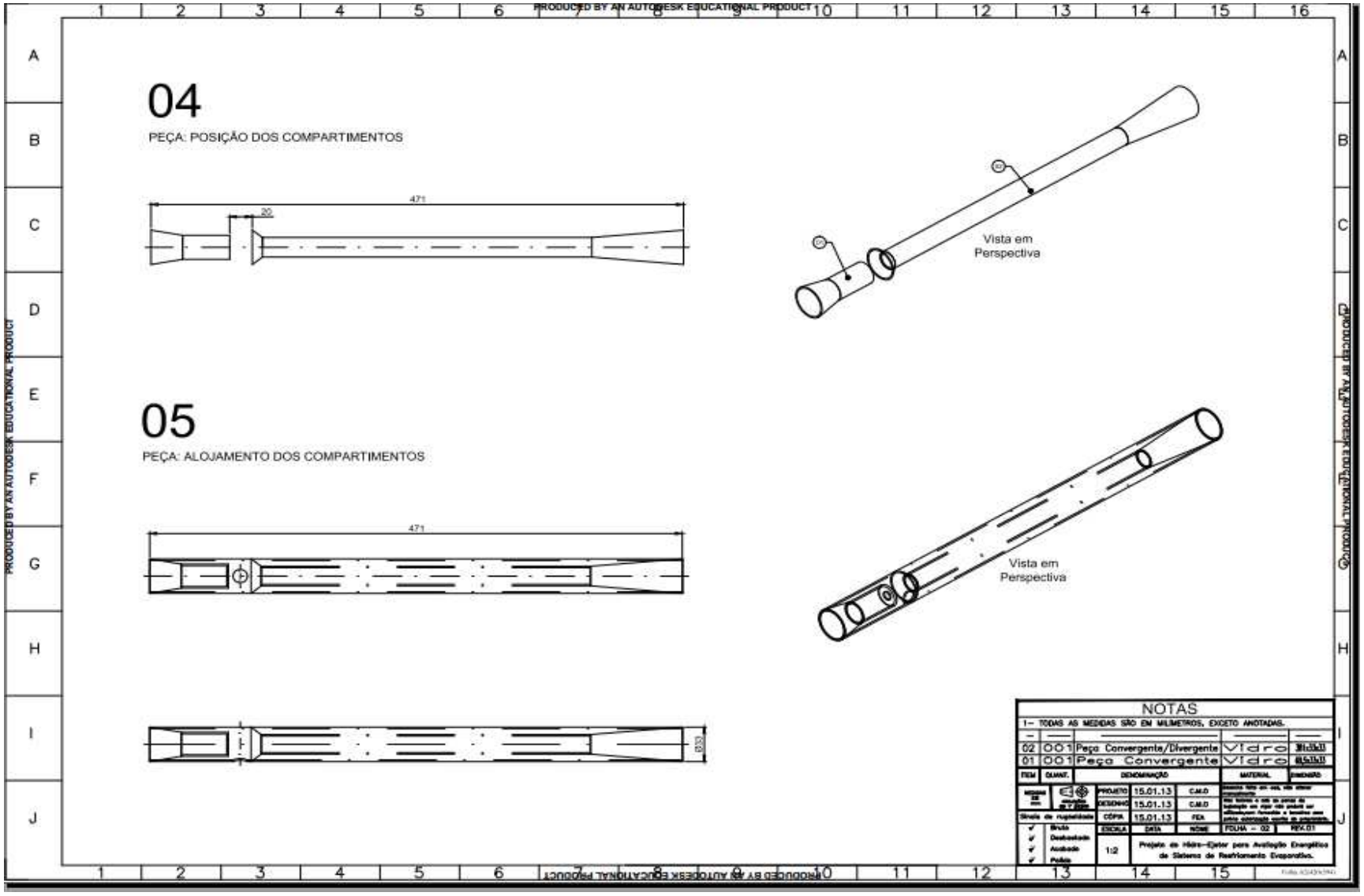
Ciclos	**Pontos Críticos**	**Planejamento**	**Fazer**	**Estudar**	**Agir**
01	Medidor de nível	Acessório a ser utilizado	Mangueira Fina (4 mm)	Água sendo succionada através da mangueira pelo vácuo	Aumentar o diâmetro do medidor de nível
01	Sensor de temperatura instalada depois da bomba	Localização	Instalação do sensor no recalque da bomba	Erro de leitura do sensor	Instalar depois do medidor de vazão
02	Dimensionamento do hidroejetor	Material disponível na literatura	Proporções reestabelecidas e com difusor convergente	Não ocorrência do aumento de pressão ao longo do difusor divergente	Aumentar o comprimento da câmara de mistura e o ângulo do difusor divergente
02	Montagem da Câmara de Sucção	Disposição da Câmara de sucção	Inclinado	Mesmo com o desnível, há acumulo da água na câmara de sucção.	Instalar uma válvula e estudar procedimento para religar o sistema
02	Condicionamento do Reservatório de Circulação (TQ-1)	Instalação da tubulação de saída do hidroejetor	**Mangueira**/Defletor	Formação de Bolhas	Instalar um defletor
02	Reservatório de Resfriamento (TQ-2)	Material a ser utilizado	Aço Inox	Bom funcionamento	Mantê-lo
02	Tubulação da curva até o início do hidroejetor	Material e diâmetro a ser utilizado	Material de acrílico com diâmetro de 3/4" ou diâmetro maior, mas com uma bomba mais potente	Bom funcionamento	Mantê-lo
02	Medidor de nível	Acessório a ser utilizado	Tubo de acrílico com diâmetro externo de 21mm	Bom funcionamento	Mantê-lo
02	Sensor de temperatura depois da bomba	Localização	Colocar o sensor depois do medidor de vazão	Bom funcionamento	Mantê-lo

Tabela B.1 - Demonstração do ciclo PDSA (Plan, Do, Study e Act) utilizado na montagem do sistema de resfriamento (continuação).

Ciclos	**Pontos Críticos**	**Planejamento**	**Fazer**	**Estudar**	**Agir**
03	Dimensionamento do hidroejetor	Pesquisa com profissional da área	Construção do hidroejetor de acordo com as dimensões proposta pelo profissional juntamente com ajustes para instalação no sistema	Bom funcionamento	Mantê-lo
03	Montagem da Câmara de Sucção	Disposição da Câmara de Sucção	Instalação de uma válvula esfera (V-4) e procedimento para religar o sistema	Bom funcionamento	Mantê-la
03	Condicionamento do Reservatório de Circulação (TQ-1)	Instalação da tubulação de saída do hidroejetor	Defletor	Bom funcionamento	Mantê-lo

C. DESENHOS TÉCNICOS DO HIDROEJETOR




04
PEÇA: POSIÇÃO DOS COMPARTIMENTOS
471
20
Vista em Perspectiva
05
PEÇA: ALOJAMENTO DOS COMPARTIMENTOS
471
Vista em Perspectiva
NOTAS
1– TODAS AS MEDIDAS SÃO EM MILÍMETROS, EXCETO ANOTADAS.
02 001 Peça Convergente/Divergente Vidro
01 001 Peça Convergente Vidro
ITEM
QUANT.
DENOMINAÇÃO
MATERIAL
PROJETO 15.01.13
DESENHO 15.01.13
CÓPIA 15.01.13
ESCALA
DATA
NOME
FOLHA – 02
REV.01
1:2
Projeto de Hidro-Ejetor para Avaliação Energética de Sistema de Resfriamento Evaporativo.
PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

D. COMPORTAMENTO DO SISTEMA QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES VAZÕES VOLUMÉTRICAS E DIFERENTES TEMPERATURAS DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO

No estudo do comportamento do sistema quando submetido a diferentes condições operacionais, a água de circulação quando exposta a vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h pode-se observar que, mesmo estando a válvula agulha (V-2), localizada após a bomba centrífuga e antes do medidor de vazão magnético, com abertura constante para todas as temperaturas impostas, a vazão volumétrica não permaneceu constante (Tabela D.1). Isto ocorreu porque com o aumento da temperatura da água de circulação, a massa específica do fluido diminuiu e o seu volume aumentou. Portanto, a bomba centrífuga succionou um volume de água de circulação maior quanto maior foi a temperatura da mesma. As temperaturas impostas à água de circulação também não permaneceram constante durante o funcionamento do sistema, pois com o aquecimento inesperado da bomba centrífuga e consequentemente da água de circulação, houve a necessidade de inserir gelo no reservatório de circulação (TQ-1) para manter a temperatura nominal estudada constante.

A Tabela D.1 mostra as temperaturas e as vazões volumétricas atingidas pela água de circulação para a vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h.

Tabela D.1 – Variação da vazão volumétrica em diferentes temperaturas da água de circulação para vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h.

Temperatura (°C)	Vazão Volumétrica (m^3/h)
5,2 ± 0,4	3,68 ± 0,08
9,8 ± 0,3	3,69 ± 0,10
14,8 ± 0,4	3,73 ± 0,09
19,8 ± 0,3	3,75 ± 0,40
24,7 ± 0,3	3,78 ± 0,06

A Figura D.1 mostra o comportamento da pressão em relação a diferentes temperaturas nominais da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h. De acordo com a Figura D.1 pode-se observar que a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) reduziu com a diminuição da temperatura nominal da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h.

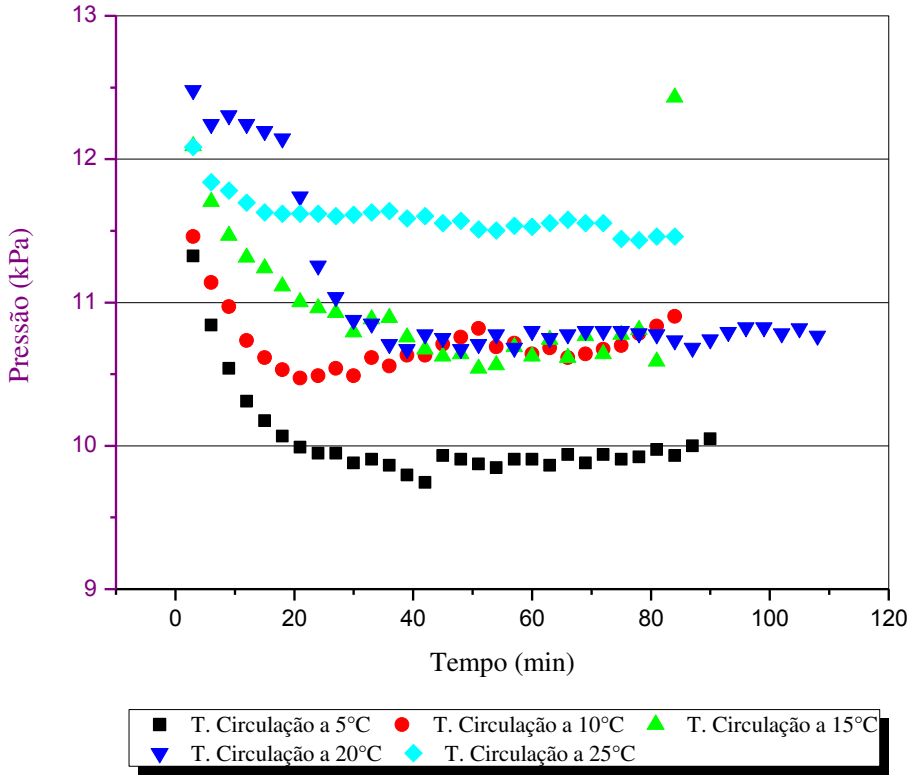


Figura D.1 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média das TT 101 a 103) na vazão nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h.

A pressão mínima atingida quando a água de circulação estava a uma vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e em diferentes temperaturas da água de circulação é mostrada na Tabela D.2.

Tabela D.2 – Pressão no reservatório de resfriamento em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h.

Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
5,2 ± 0,4	9,7
9,8 ± 0,3	10,4
14,8 ± 0,4	10,6
19,8 ± 0,3	10,7
24,7 ± 0,3	11,4

Observou-se que na mesma vazão volumétrica nominal, a pressão diminui com a diminuição da temperatura da água de circulação.

Em seguida serão apresentados o comportamento da pressão e temperatura da água de circulação e resfriamento ao longo do tempo de funcionamento do sistema, na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h.

Na Figura D.2 estão apresentados os comportamentos da pressão e da temperatura e da água de resfriamento e da fase gasosa no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão nominal 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

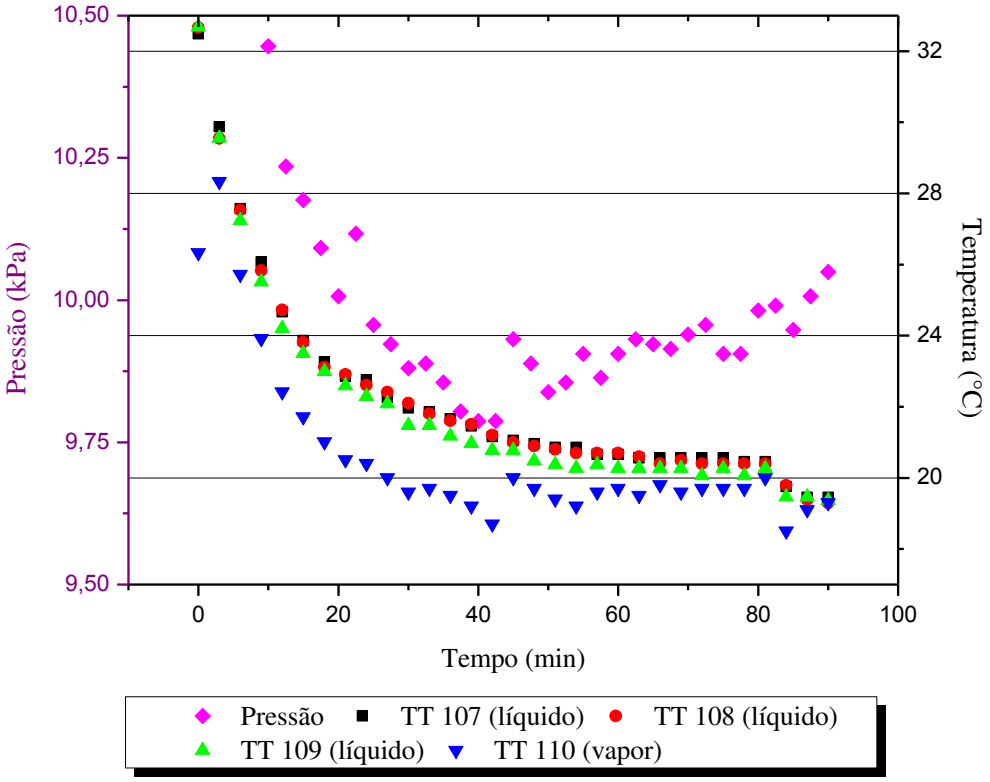


Figura D.2 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C.

Nessas condições operacionais nominais, a temperatura no reservatório diminuiu a medida que a pressão interna diminuía. Os transdutores de temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) TT 107, TT 108 e TT 109 permaneceram imersos na água, enquanto o transdutor TT 110 se encontrou em contato com a fase gasosa presente no reservatório de resfriamento (TQ-2). A temperatura da fase gasosa oscilou de acordo com as variações da pressão, onde esta sofreu influência das alterações de temperatura da água de circulação. A temperatura próxima à superfície da água (TT 109), durante o processo de resfriamento por evaporação, registrou magnitude menor que as registradas pelos transdutores TT 107 e TT 108. Isto ocorreu devido à liberação de calor da água restante no reservatório para formação do vapor d'água através da transferência de calor sensível para calor latente. As demais camadas (TT 107 e TT 108) resfriaram devido a transferência de calor por convecção. A taxa de evaporação nessas condições operacionais nominais foi de 0,39 mL/min, onde o sistema conseguiu resfriar a água de resfriamento de 32,6 °C para 20,4 °C, resultando em

uma diferença de temperatura de 12,2 °C. Após 85 minutos de funcionamento do sistema, a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) subiu de 9,9 kPa para 10,05 kPa em um intervalo de tempo de 5 minutos. Neste momento, a pressão no bocal do hidroejetor superou a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) e houve a sucção da água de circulação para o interior do reservatório de resfriamento (TQ-2), inundando–o, durante 30 segundos. Consequentemente, a fase gasosa e a água armazenada no reservatório de resfriamento (TQ-2) resfriaram devido a entrada da água de circulação que se encontrava a 5,2 ± 0,4 °C, enquanto a água de resfriamento estava na temperatura média de 20,5 °C. Posteriormente a inundação, o próprio sistema conseguiu alcançar um novo estado pseudo-estacionário tendendo uma pressão de 10,1 kPa.

A inundação no reservatório de resfriamento (TQ-2) devido ao aumento da pressão no bocal do hidroejetor ocorreu pelo aumento de temperatura no reservatório de circulação (TQ-1), variando de 5 °C para 5,9 °C aos 85 minutos de funcionamento do sistema (Figura D.3).

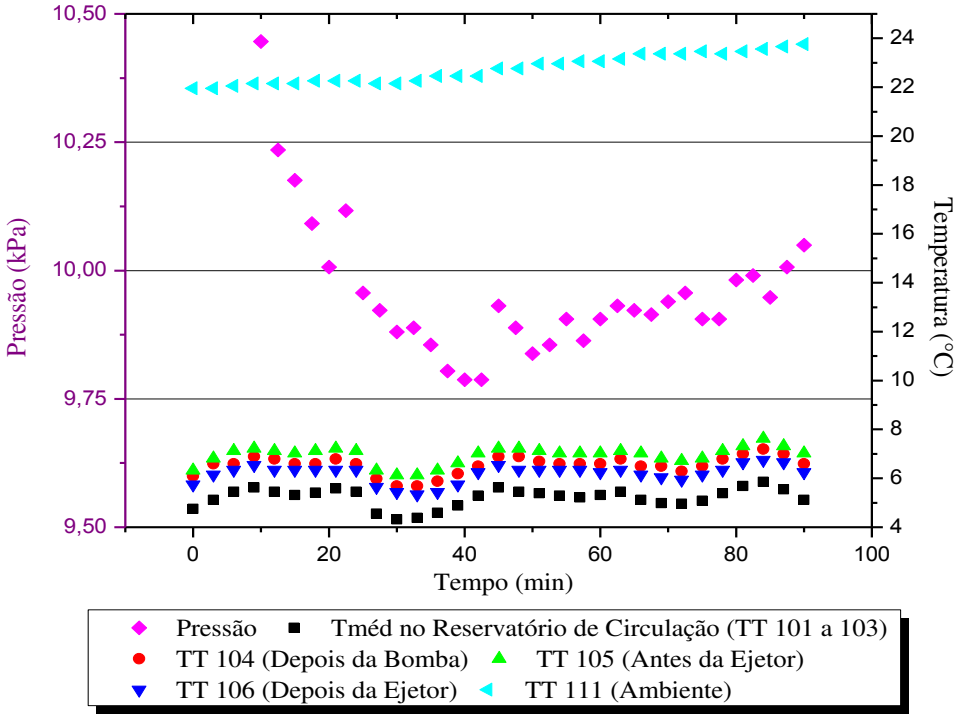


Figura D.3 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C.

Foi observado durante o funcionamento do sistema que as variações das condições operacionais nominais estudadas no circuito da água de circulação não influenciaram instantaneamente nos efeitos gerados no reservatório de resfriamento (TQ-2), ocorrendo assim um período ocioso da reação no reservatório de resfriamento (TQ-2) perante as mudanças operacionais da água de circulação.

O comportamento da pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e nas temperaturas nominais de 10 e 15 ± 0,5 °C da água de circulação se deram de forma similar aos eventos ocorridos nas condições operacionais nominais impostas ao sistema descrito anteriormente.

As Figuras D.4 e D.5 mostram o comportamento da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento e da pressão e temperatura da água de circulação, respectivamente, em relação ao tempo de funcionamento do sistema na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e temperatura nominal de 10 ± 0,5 °C da água de circulação.

A taxa de evaporação da água de resfriamento na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 10 ± 0,5 °C da água de circulação foi de 0,42 mL/min, resfriando a água de resfriamento de 31,2 °C para 22,3 °C em 74 minutos, resultando uma diferença de temperatura de 8,9 °C.

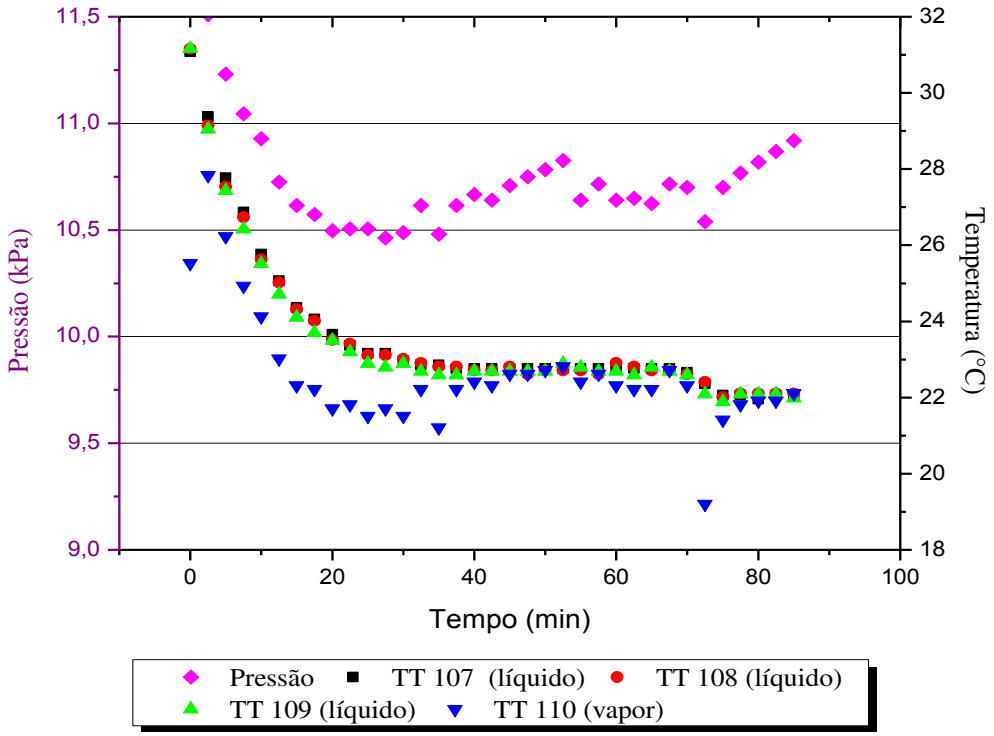


Figura D.4 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C.

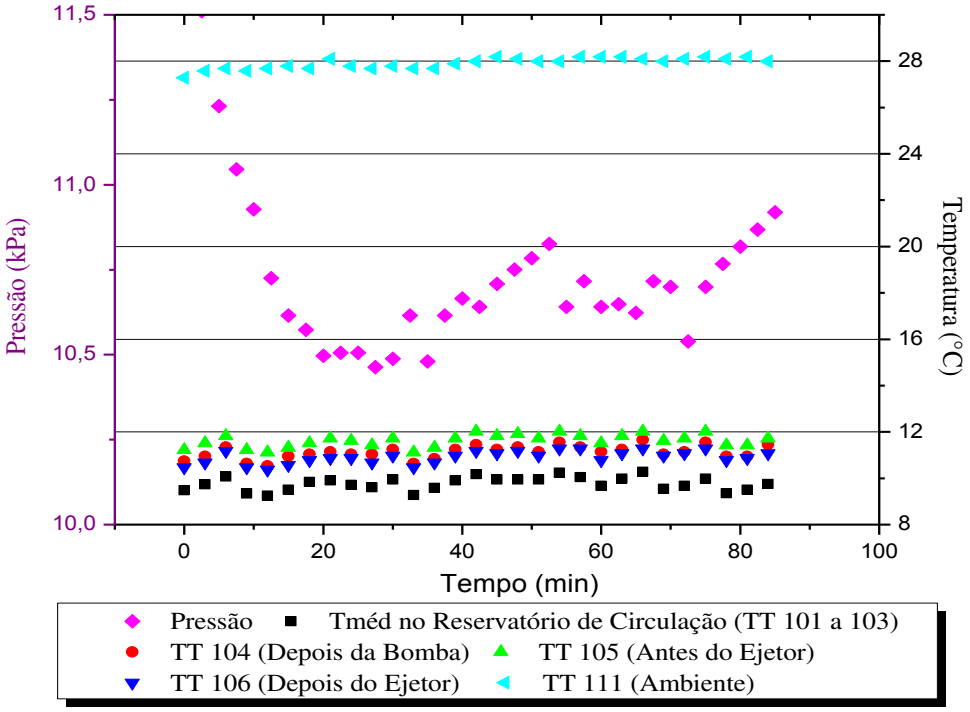


Figura D.5 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C.

Nessas condições, após um período de 74 minutos de funcionamento do sistema, a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) aumentou de 10,7 kPa para 10,9 kPa, inundando-o.

Na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 15 ± 0,5 °C da água de circulação, a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,41 mL/min. O sistema resfriou a água de resfriamento de 34,0 °C para 23,5 °C em 82 minutos, resultando em uma diferença de temperatura de 10,5 °C (Figuras D.6 e D.7).

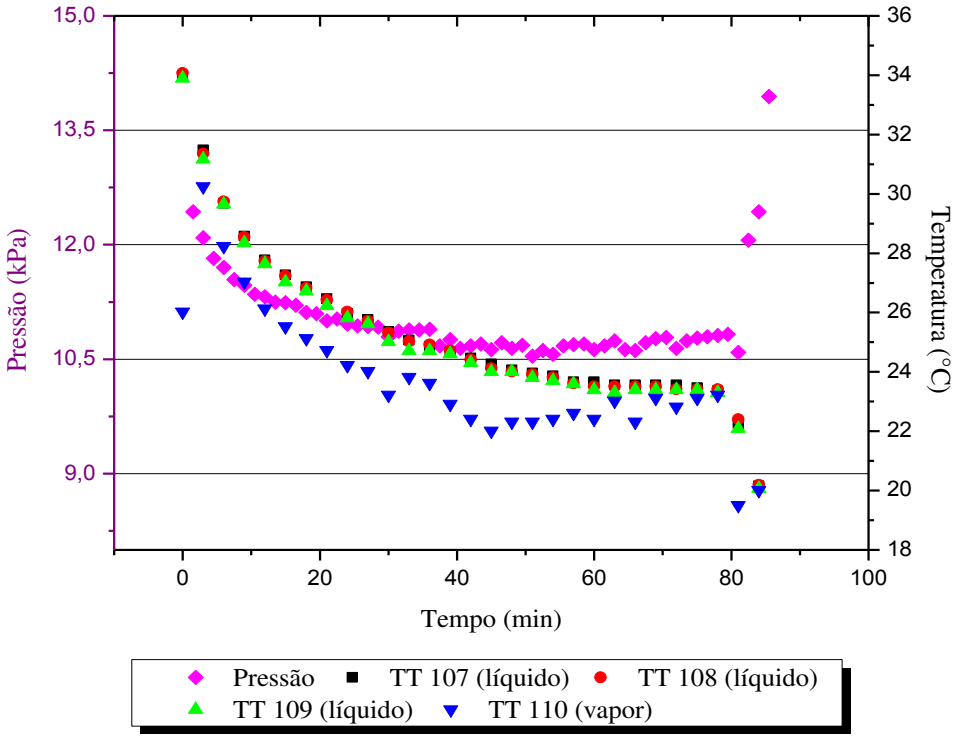


Figura D.6 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C.

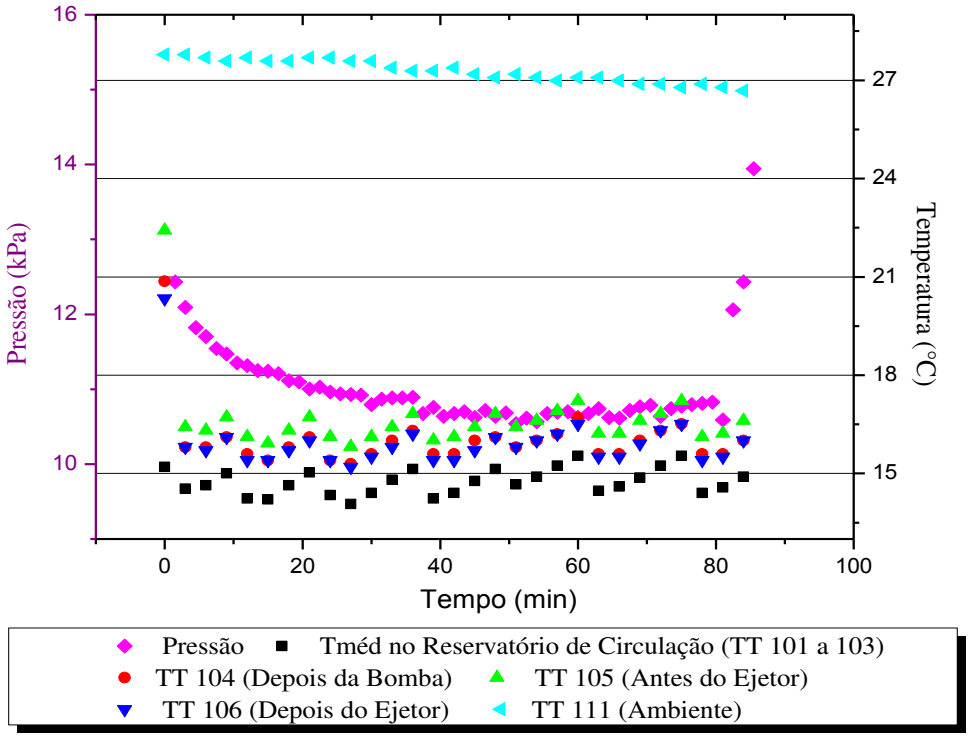


Figura D.7 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C.

Após 82 minutos de funcionamento do sistema, a pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) passou de 10,8 kPa para uma pressão superior a 13,9 kPa, onde ocorreu a inundação completa do reservatório. Nessas condições, o sistema não conseguiu alcançar a um estado pseudo-estacionário.

Já quando o sistema foi imposto a vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e nas temperaturas nominais de 20 e 25 ± 0,5 °C da água de circulação não houve inundação do reservatório de resfriamento (TQ-2).

A taxa de evaporação da água de resfriamento na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 20 ± 0,5 °C da água de circulação foi de 0,16 mL/min, onde o sistema conseguiu resfriar a água de resfriamento de 33,1 °C para 24,5 °C em 109,5 minutos, resultando em uma diferença de temperatura de 8,6 °C (Figuras D.8 e D.9).

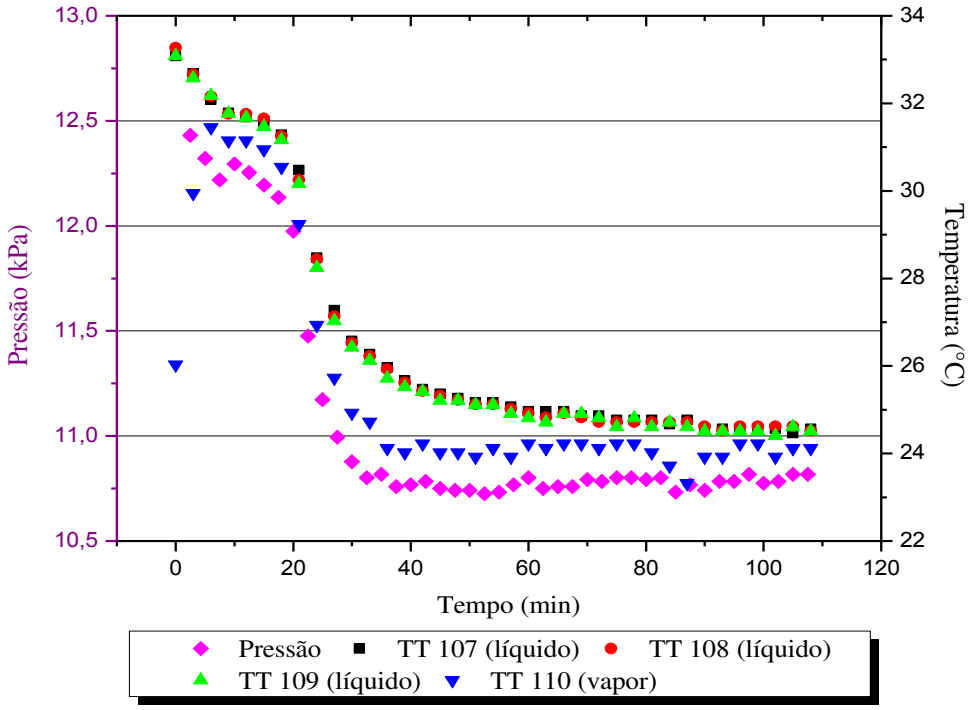


Figura D.8 –Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C.

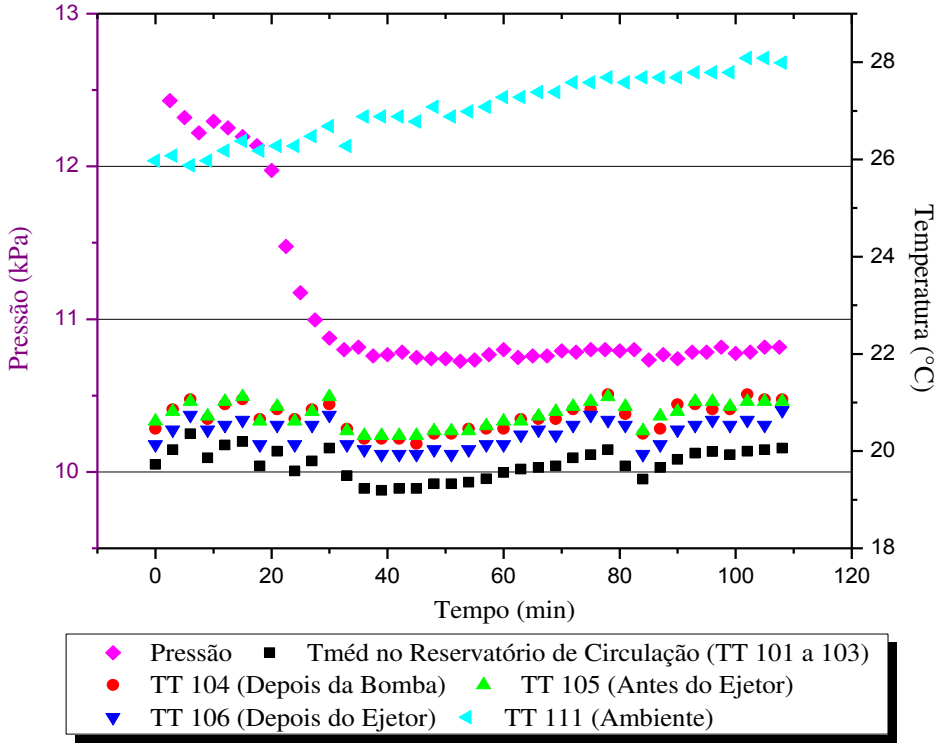


Figura D.9 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C.

Na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 25 ± 0,5 °C da água de circulação a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,21 mL/min, tendo o resfriamento da mesma de 33,3 °C para 27,9 °C em 85 minutos, resultando em uma diferença de temperatura de 5,4 °C (Figuras D.10 e D.11).

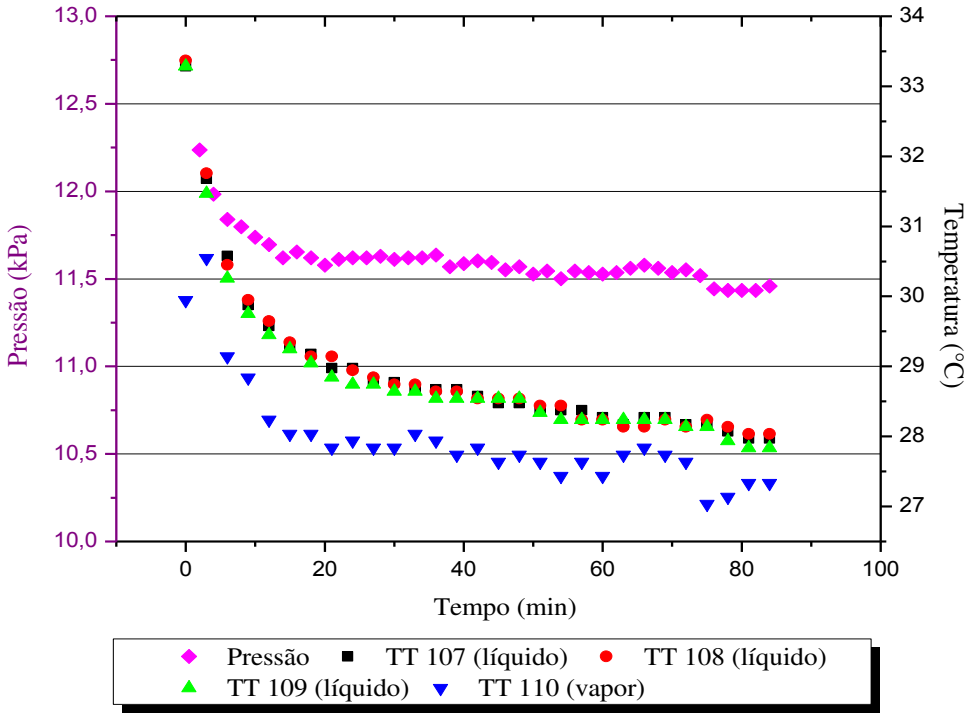


Figura D.10 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

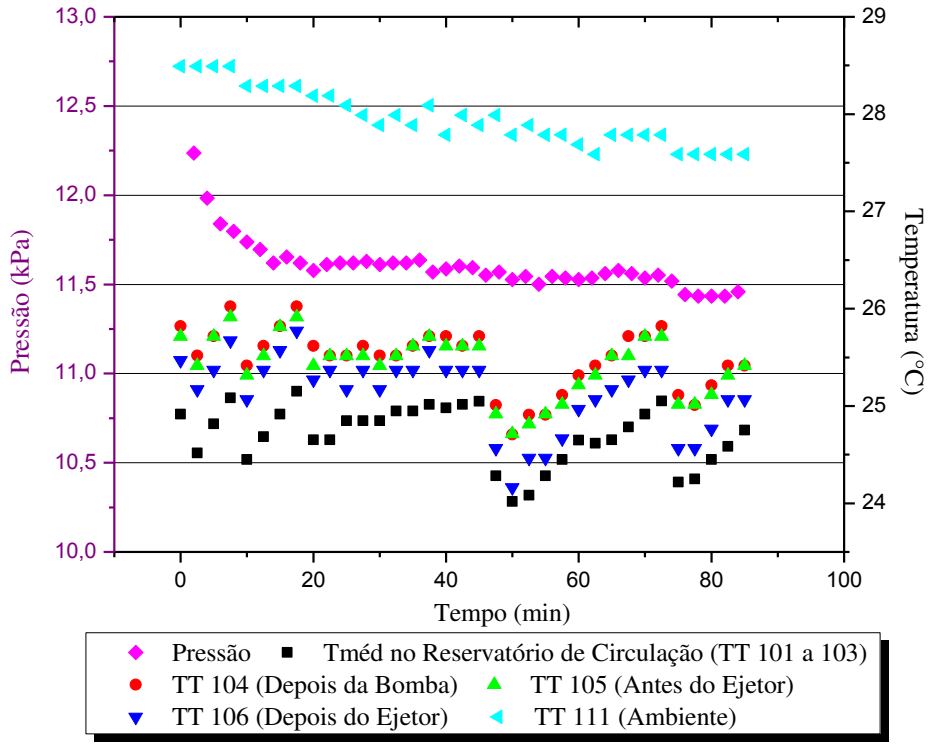


Figura D.11 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,7 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

A mesma tendência do aumento de vazão volumétrica com o aumento de temperatura da água de circulação foi observada na abertura da válvula agulha (V-2) para uma vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h. Portanto, a vazão volumétrica da água de circulação em diferentes temperaturas média é mostrada na Tabela D.3.

Tabela D.3 – Variação da vazão volumétrica da água de circulação em diferentes temperaturas da água de circulação para vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h.

Temperatura Média (°C)	Vazão Volumétrica (m^3/h)
5,2 ± 0,3	3,83 ± 0,13
10,0 ± 0,2	3,88 ± 0,17
14,8 ± 0,3	3,89 ± 0,16
20,0 ± 0,3	3,87 ± 0,13
24,7 ± 0,2	3,95 ± 0,11

A Figura D.12 mostra o comportamento da pressão nas diferentes temperaturas nominais da água de resfriamento no decorrer do funcionamento do sistema. De acordo com a Figura D.12 pode-se observar a diminuição da pressão com a diminuição da temperatura nominal da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h.

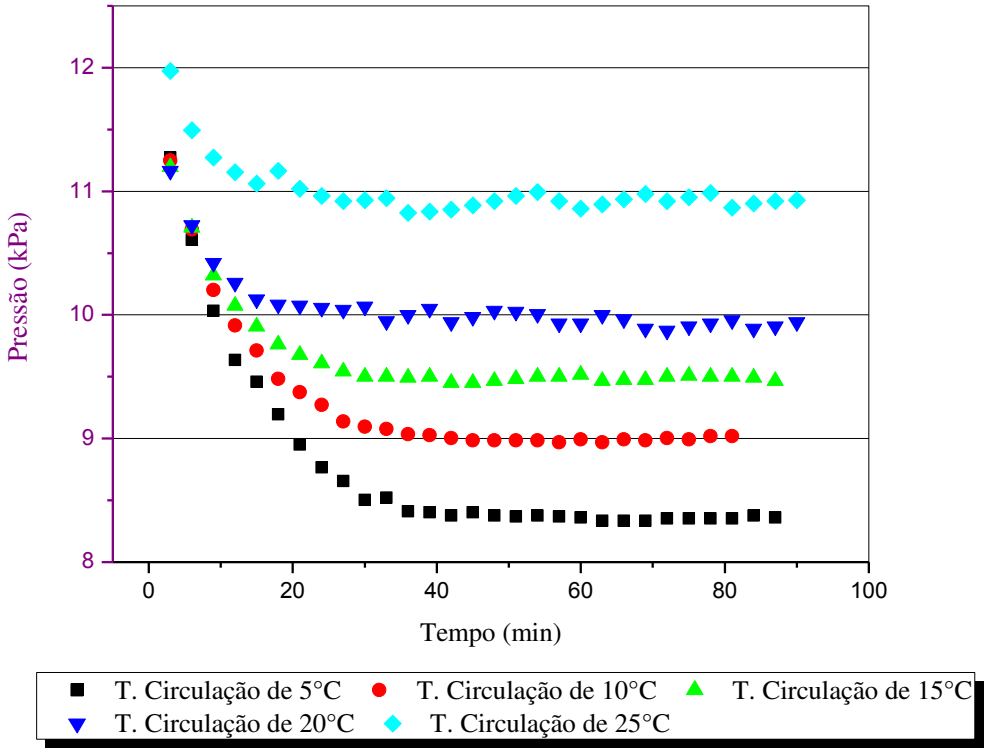


Figura D.12 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h.

A não completa linearização da pressão no estado pseudo-estacionário ocorreu devido a variação da temperatura da água de circulação por causa do aquecimento inesperado da bomba centrífuga e consequentemente da aplicação de gelo no reservatório de circulação (TQ-1) para manter a temperatura nominal estudada constante.

Portanto, a pressão mínima atingida quando a água de circulação estava submetida a diferentes temperaturas da água de circulação é mostrada na Tabela D.4.

Tabela D.4 – Pressão no reservatório de resfriamento em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h.

Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
5,2 ± 0,3	8,5
10,0 ± 0,2	9,0
14,8 ± 0,3	9,4
20,0 ± 0,3	9,9
24,7 ± 0,2	10,9

Em seguida serão apresentados o comportamento da pressão e temperatura da água de circulação e resfriamento ao longo do tempo de funcionamento do sistema, na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h.

As Tabelas D.13 e D.14 mostram o comportamento da pressão e temperatura do reservatório de resfriamento e da pressão e temperatura da água de circulação, respectivamente, em relação ao tempo de funcionamento do sistema. O sistema de resfriamento evaporativo quando foi submetido a vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 5 ± 0,5 °C da água de circulação teve uma taxa de evaporação da água de resfriamento de 1,6 mL/min. O sistema resfriou a água de resfriamento de 34,2 °C a 10,5 °C em 88,5 minutos, no qual resultou em uma diferença de temperatura de 23,7 °C.

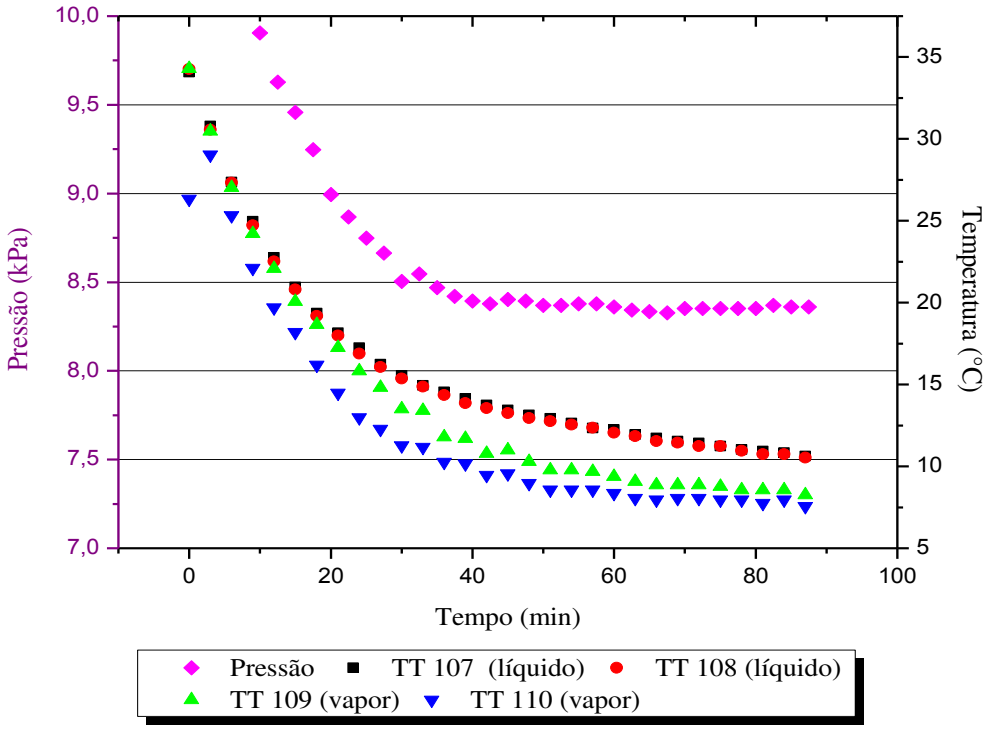


Figura D.13 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C.

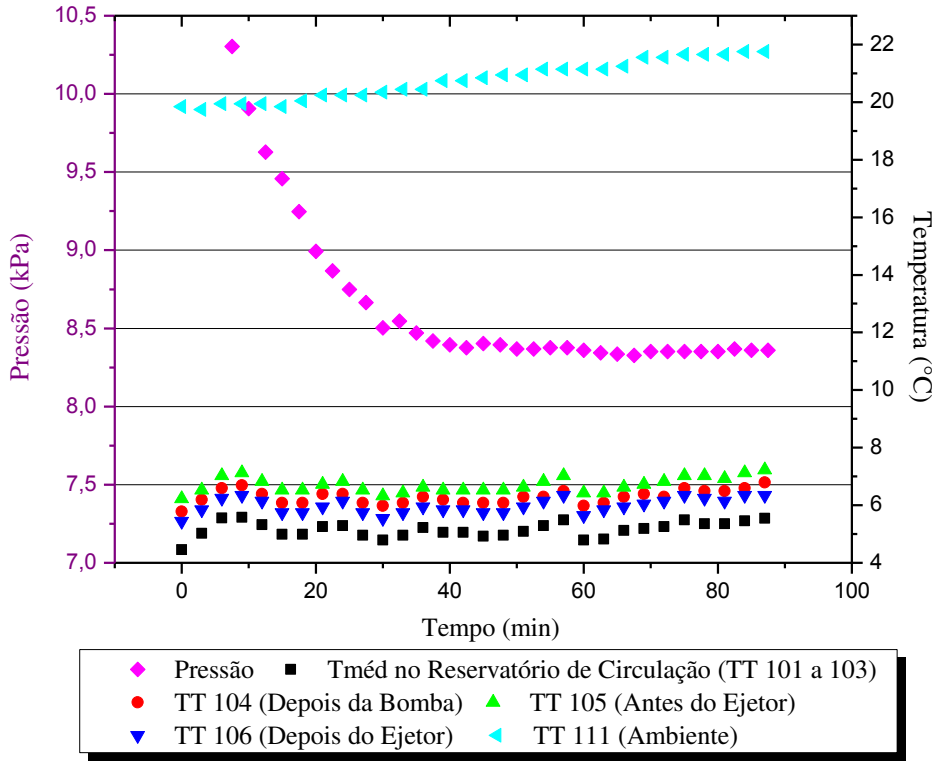


Figura D.14 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C.

Nessa ocasião, o transdutor de temperatura TT 109 passou de submerso, na água de resfriamento, para junto do transdutor de temperatura TT 110 onde monitorou a temperatura da fase gasosa.

O mesmo evento aconteceu quando o sistema foi submetido à vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e as temperaturas nominais de 10 e 15 ± 0,5 °C da água de circulação.

A taxa de evaporação da água de resfriamento quando o sistema foi submetido à vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e a temperatura nominal de 10 ± 0,5 °C da água de circulação foi de 1,5 mL/min, ocorrendo o resfriamento de 33,3 °C para 13,6 °C em 83 minutos, no qual resultou na diferença de temperatura de 19,7 °C (Figuras D.15 e D.16).

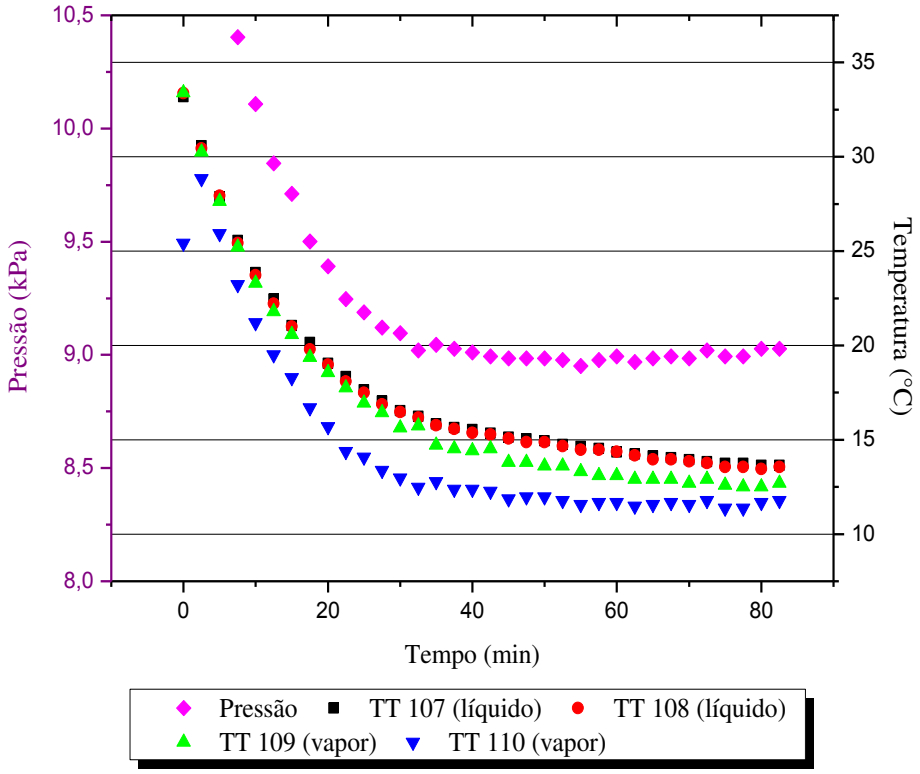


Figura D.15 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C.

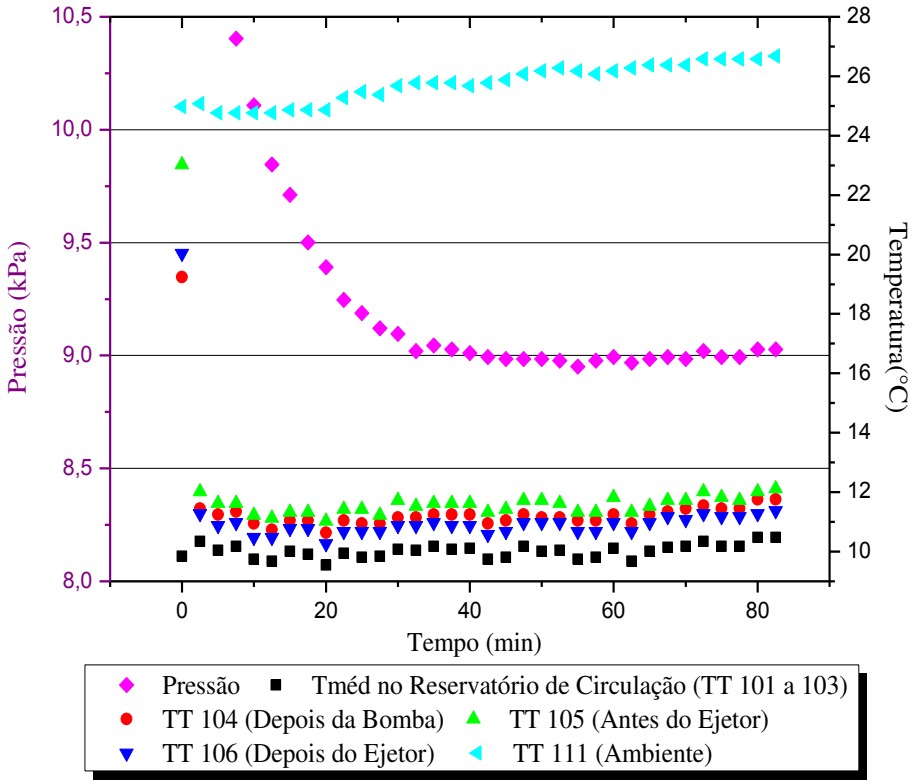


Figura D.16 –Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C.

Na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 15 ± 0,5 °C da água de circulação (Figuras D.17 e D.18), a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,99 mL/min. O sistema resfriou a água de resfriamento de 32,0 °C para 16,6 °C em 89,5 minutos, onde resultou numa diferença de temperatura de 15,4 °C.

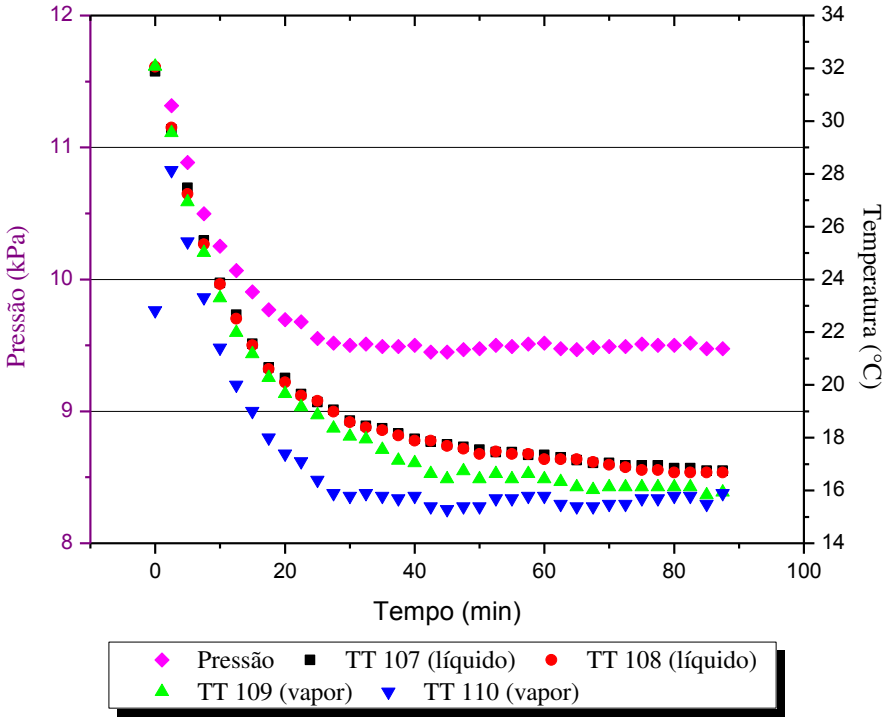


Figura D.17 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C.

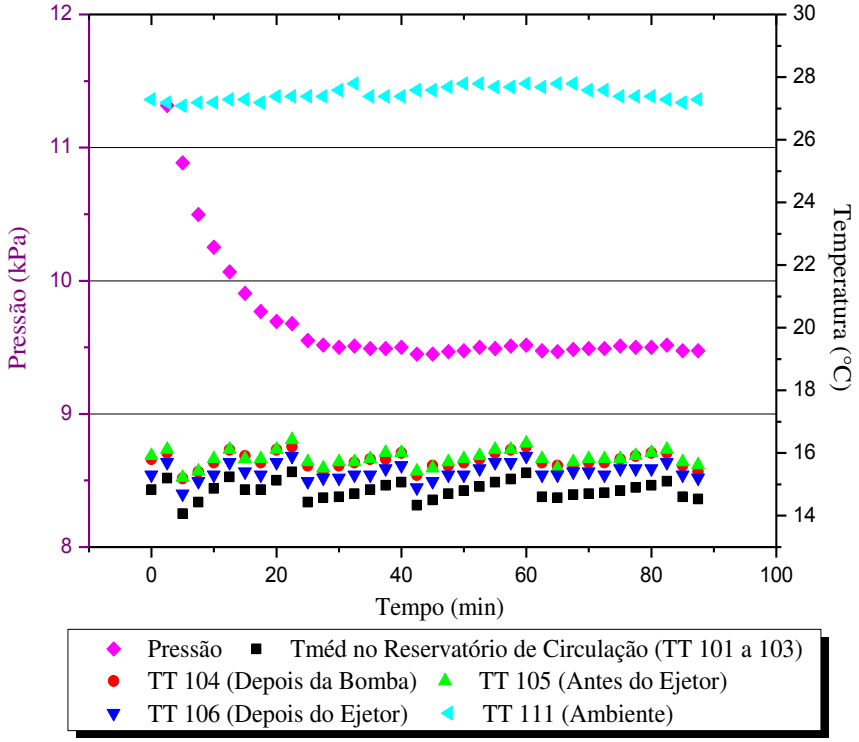


Figura D.18 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C.

O sistema quando submetido à vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h nas temperaturas nominais de 20 e 25 ± 0,5 °C, o volume evaporado não foi suficiente para o transdutor de temperatura TT 109 ficar exposto a fase gasosa contida no reservatório de resfriamento (TQ-2).

A taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,39 mL/min quando o sistema estava com vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 20 ± 0,5 °C da água de circulação, onde a temperatura da água de resfriamento passou de 32,6 °C para 21,4 °C em 90,5 minutos, resultando numa diferença de temperatura de 11,2 °C (Figura D.19 e D.20).

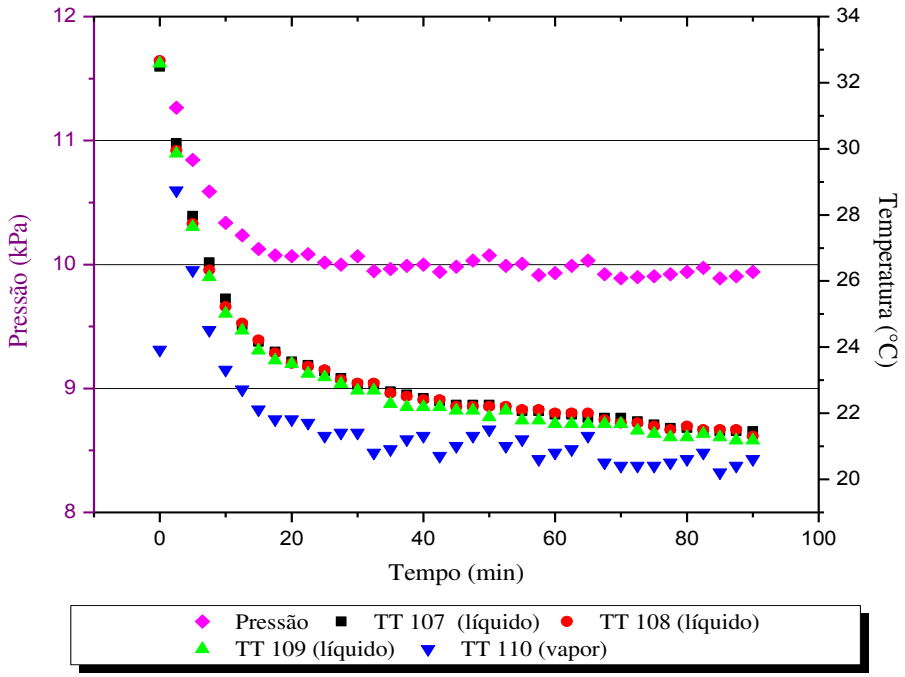


Figura D.19 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C.

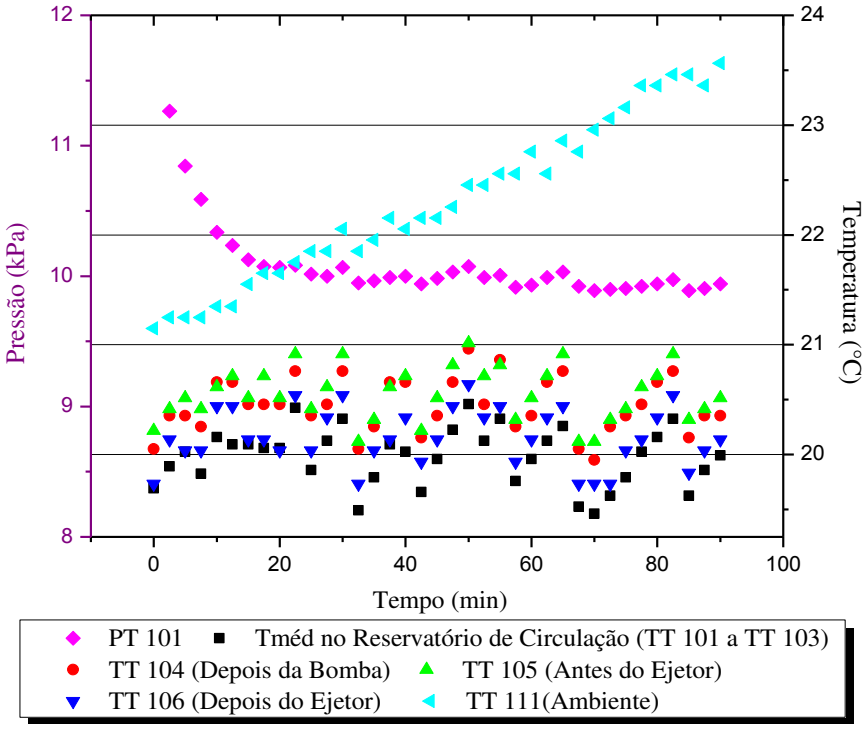


Figura D.20 –Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C.

Já na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 25 ± 0,5 °C da água de circulação a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,39 mL/min, enquanto a diferença de temperatura da mesma foi de 8,8 °C, passando de 34,7 °C para 25,9 °C em 90 minutos (Figura D.21 e D.22).

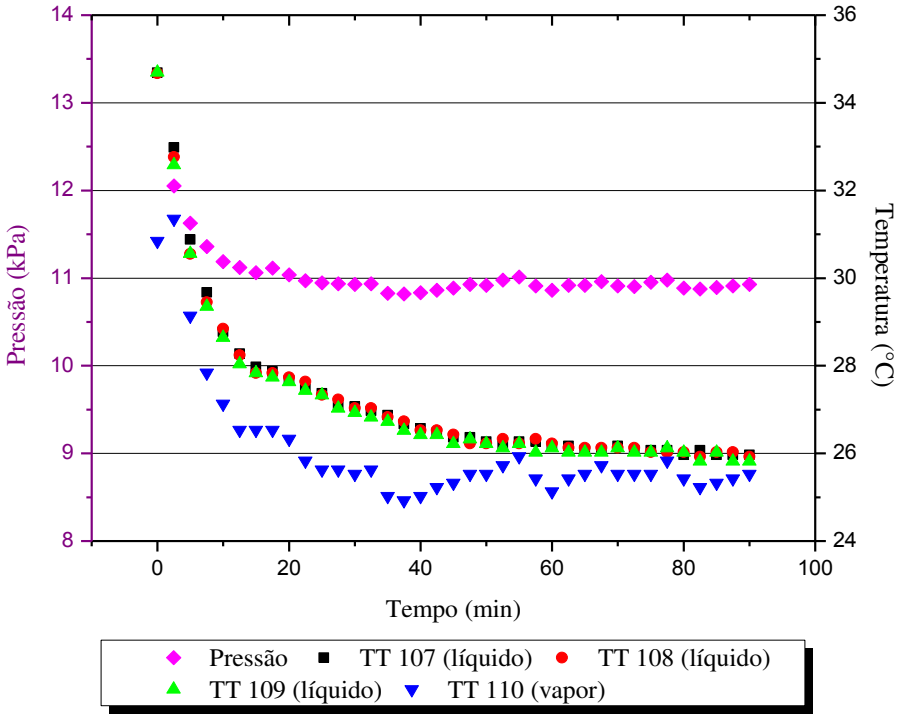


Figura D.21 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

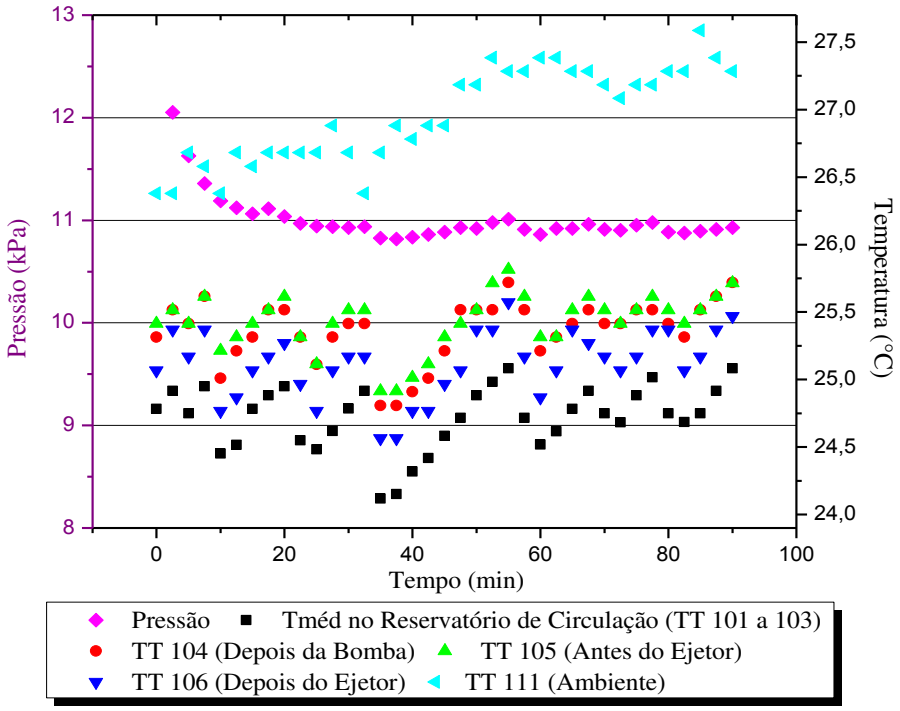


Figura D.22 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 3,9 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

Visto a tendência da variação da vazão volumétrica em relação à temperatura, o mesmo ocorreu com a abertura da válvula agulha (V-2) para uma vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h. Assim, a vazão volumétrica da água de circulação submetida a diferentes temperaturas é mostrada na Tabela D.5.

Tabela D.5 – Variação da vazão volumétrica da água de circulação em diferentes temperaturas para vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

Temperatura (°C)	Vazão Volumétrica (m^3/h)
4,8 ± 0,3	3,96 ± 0,12
10,0 ± 0,2	3,97 ± 0,15
14,5 ± 0,4	4,02 ± 0,13
19,9 ± 0,3	4,01 ± 0,11
24,8 ± 0,3	4,06 ± 0,11

Observando as mesmas tendências relatadas anteriormente, o sistema quando submetido a uma vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e a diferentes temperaturas nominais possuiu o mesmo comportamento da diminuição da pressão no reservatório de resfriamento (TQ-2) com a diminuição da temperatura da água de circulação. Esta variou devido a aplicação de gelo no reservatório de circulação (TQ-1) para manter da temperatura estudada constante devido ao aquecimento gerado pela bomba centrífuga (Figura D.23).

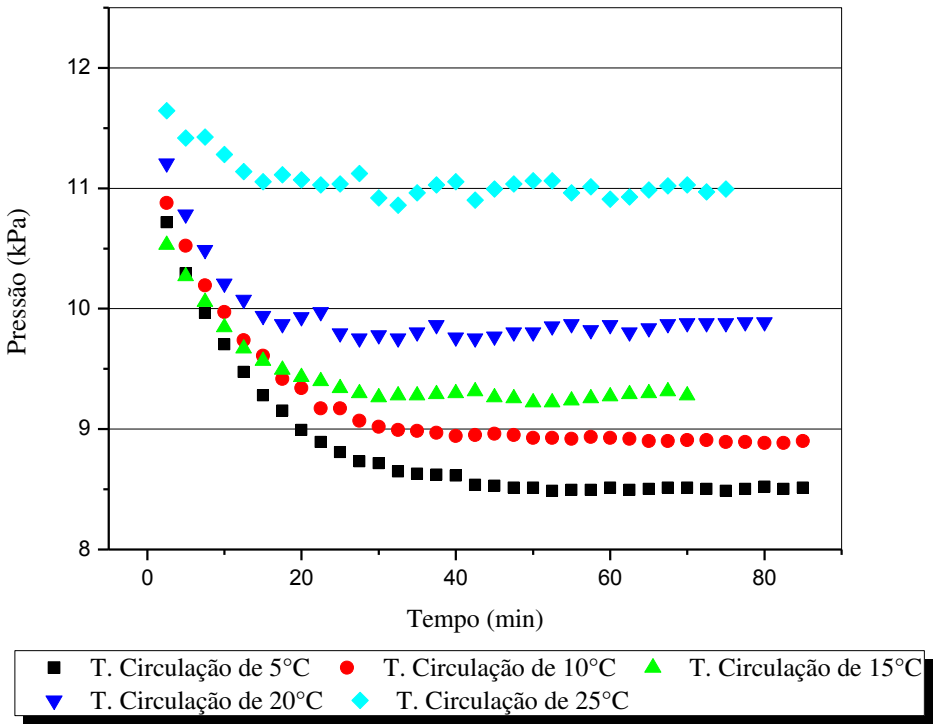


Figura D.23 – Comportamento da pressão em diferentes temperaturas nominais da água de circulação (Temperatura média dos TT 101 a 103) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

As pressões mínimas atingidas quando a água de circulação estava em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h são mostradas na Tabela D.6.

Tabela D.6 – Pressão no reservatório de resfriamento em diferentes temperaturas da água de circulação na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
4,8 ± 0,3	8,5
10,0 ± 0,2	8,9
14,5 ± 0,4	9,2
19,9 ± 0,3	9,7
24,8 ± 0,3	10,9

Em seguida serão apresentados o comportamento da pressão e temperatura da água de circulação e resfriamento ao longo do tempo de funcionamento do sistema, na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h.

As Figuras D.24 e D.25 mostram o comportamento da pressão em relação a temperatura do reservatório de resfriamento e água de circulação, respectivamente, durante o funcionamento do sistema nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C. Nestas condições a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 1,6 mL/min, enquanto a diferença de temperatura da mesma foi de 21,2 °C, passando de 30,9 °C para 9,7 °C em 86,5 minutos, durante o funcionamento do sistema.

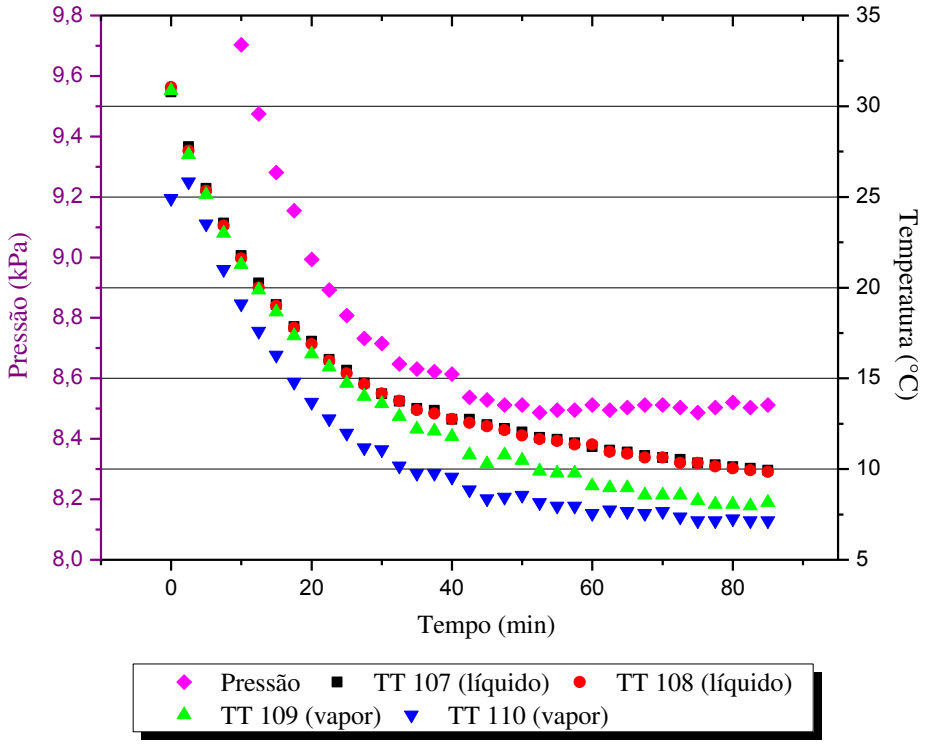


Figura D.24 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C.

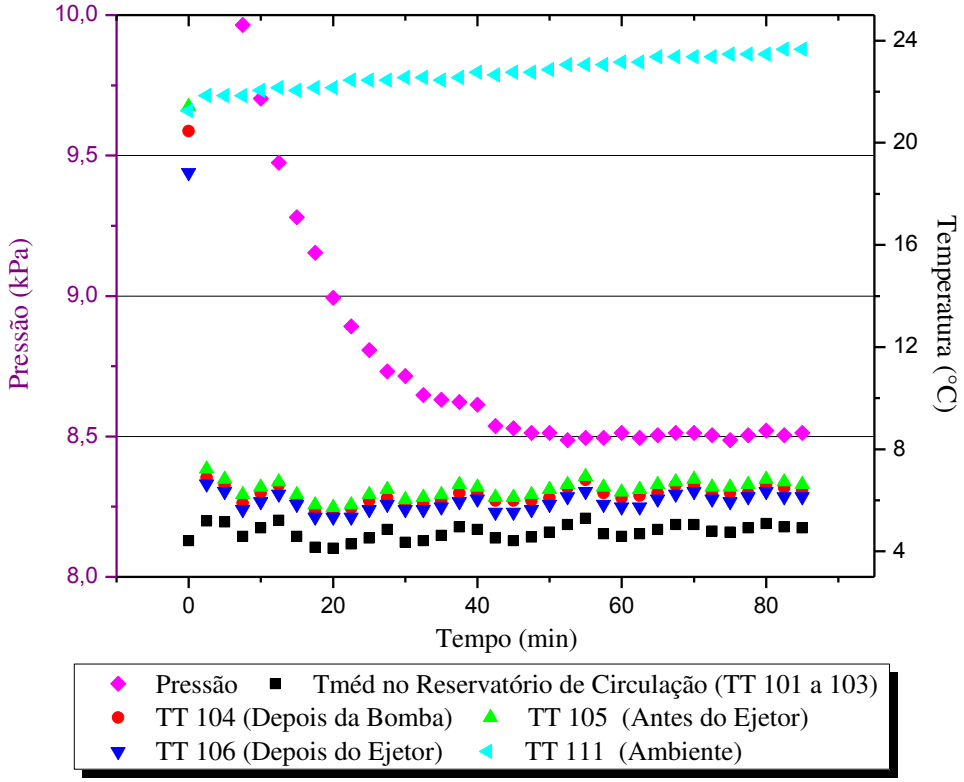


Figura D.25 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 5 ± 0,5 °C.

A taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 1,4 mL/min, na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 10 ± 0,5 °C da água de circulação. O sistema conseguiu resfriar a água de resfriamento de 31,9 °C para 12,7 °C em 85,5 minutos, gerando uma diferença de temperatura de 19,2 °C (Figura D.26 e D.27).

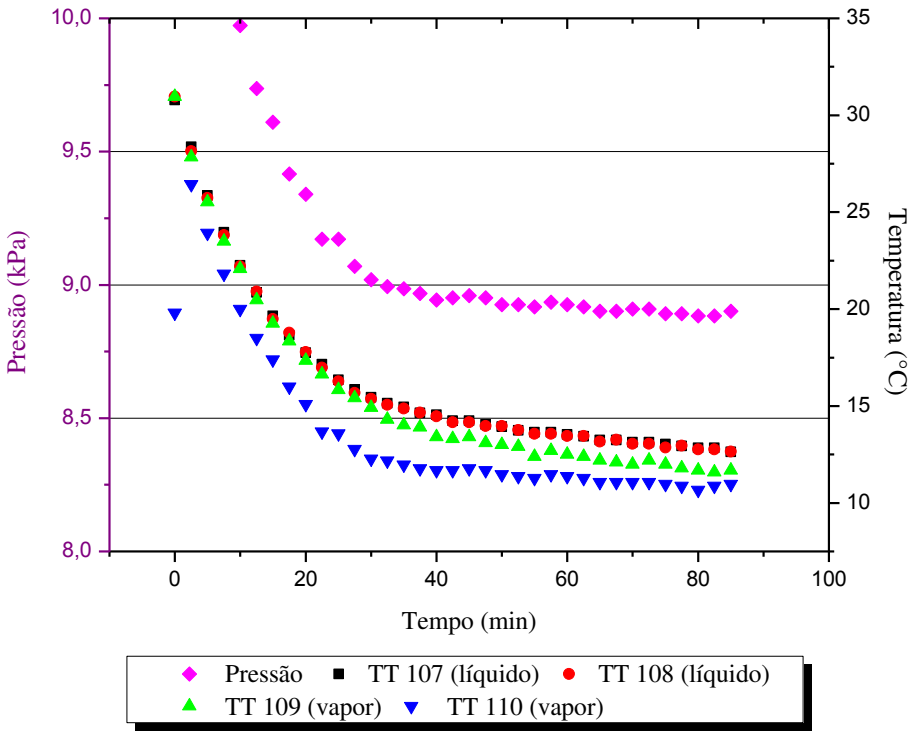


Figura D.26 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C.

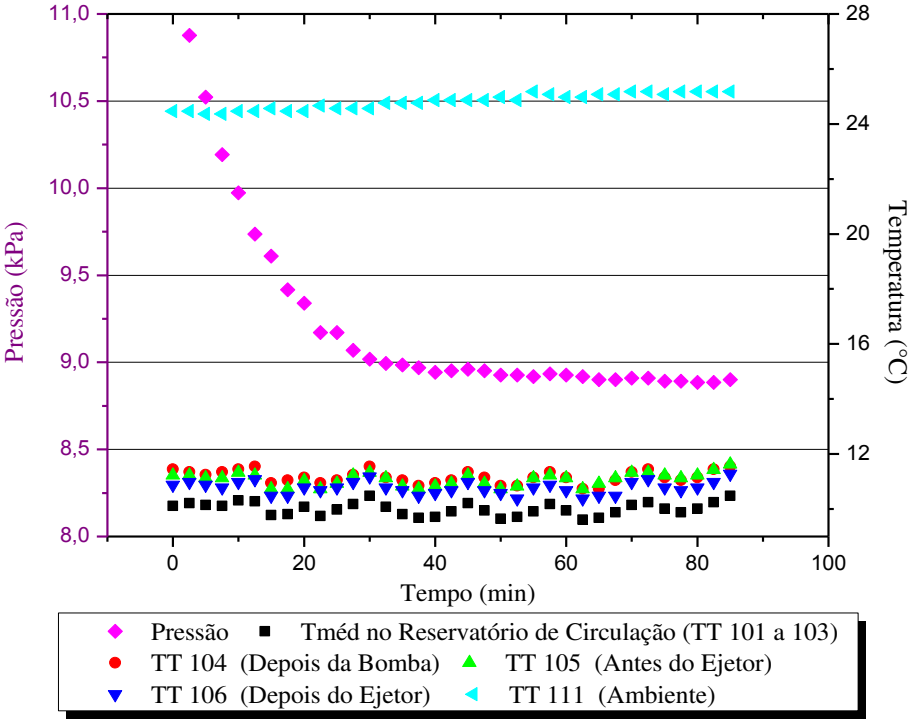


Figura D.27 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 10 ± 0,5 °C.

Em ambas as condições operacionais nominais discutidas anteriormente, temperaturas nominais de 5 e 10 ± 0,5 °C da água de circulação, o sensor de temperatura TT 109 passou a monitorar a temperatura da fase gasosa junto com o sensor de temperatura TT 110 durante o funcionamento do sistema, devido o volume de água de resfriamento evaporado ter descoberto o sensor.

Já na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e nas temperatura nominais de 15; 20 e 25 ± 0,5 °C, o sensor de temperatura TT 109 monitorou a temperatura da água de resfriamento.

As Figuras D.28 e D.29 mostram o comportamento da pressão em relação a temperatura do reservatório de resfriamento e temperatura da água de circulação, respectivamente, no período de funcionamento do sistema nas condições operacionais nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 15 ± 0,5 °C. Nestas condições, a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 1,3 mL/min, enquanto a diferença de temperatura foi de 12,1 °C, tendo a temperatura de inicial de 28,4 °C e a temperatura final de 16,3 °C em 70, 5 minutos (Figura D.28 e D.29).

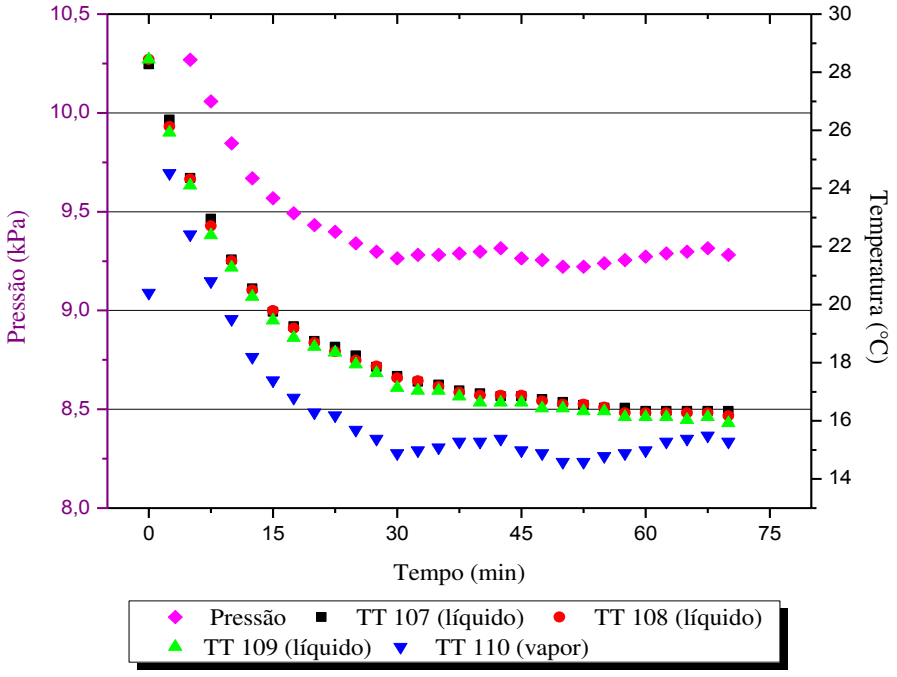


Figura D.28 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C.

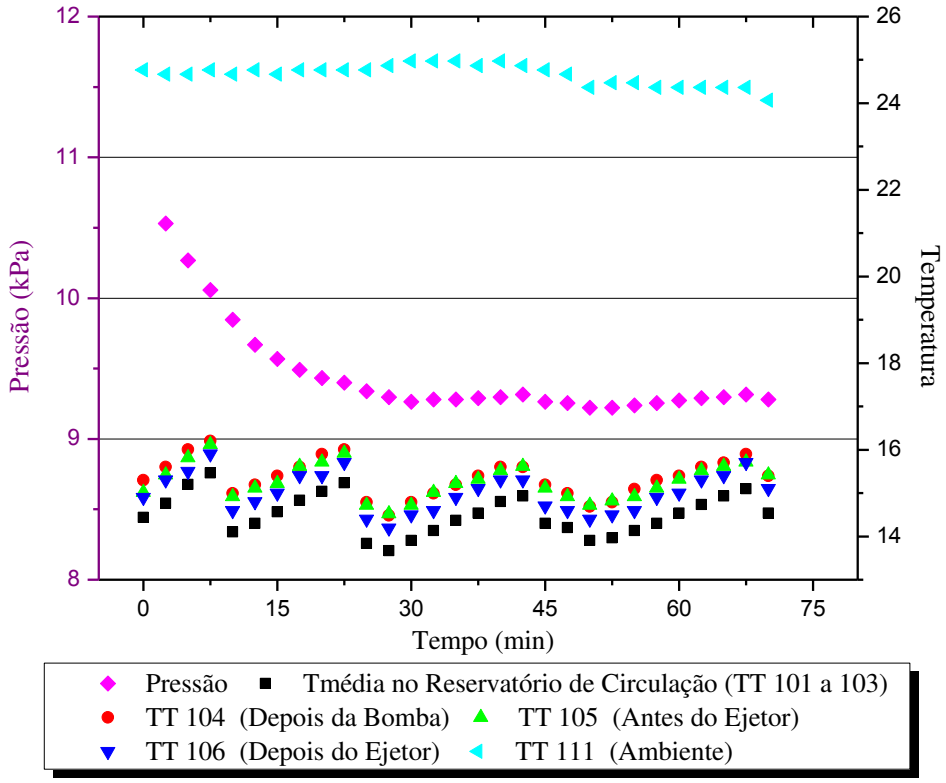


Figura D.29 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 15 ± 0,5 °C.

Na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 20 ± 0,5 °C da água de circulação, a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,88 mL/min, onde o sistema resfriou a água de resfriamento de 33,3 °C para 21,4 °C em 80 minutos, resultando em uma diferença de temperatura de 11,7 °C (Figura D.30 e D.31).

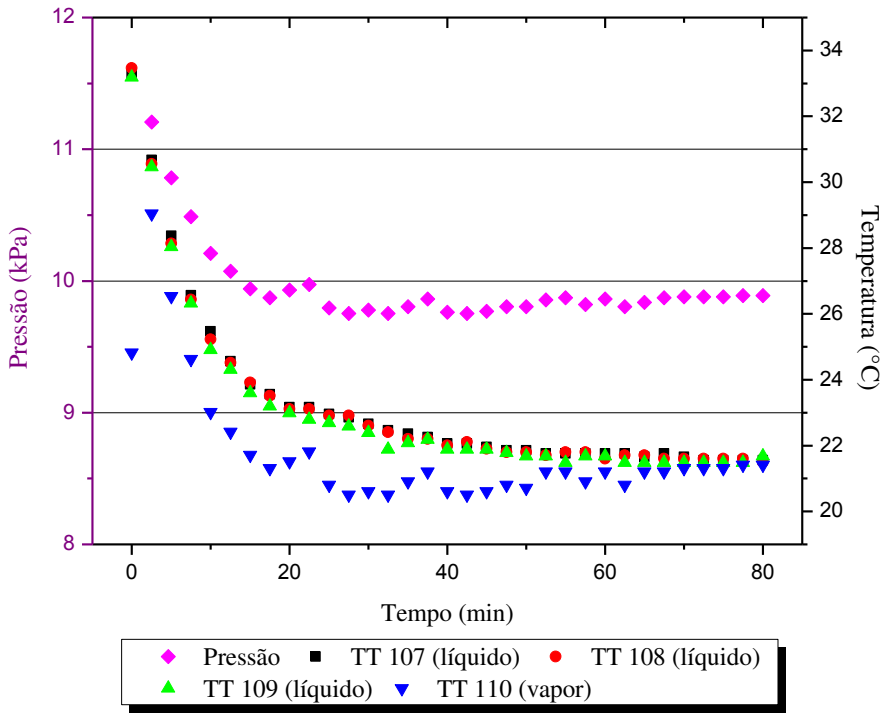


Figura D.30 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 20 ± 0,5 °C.

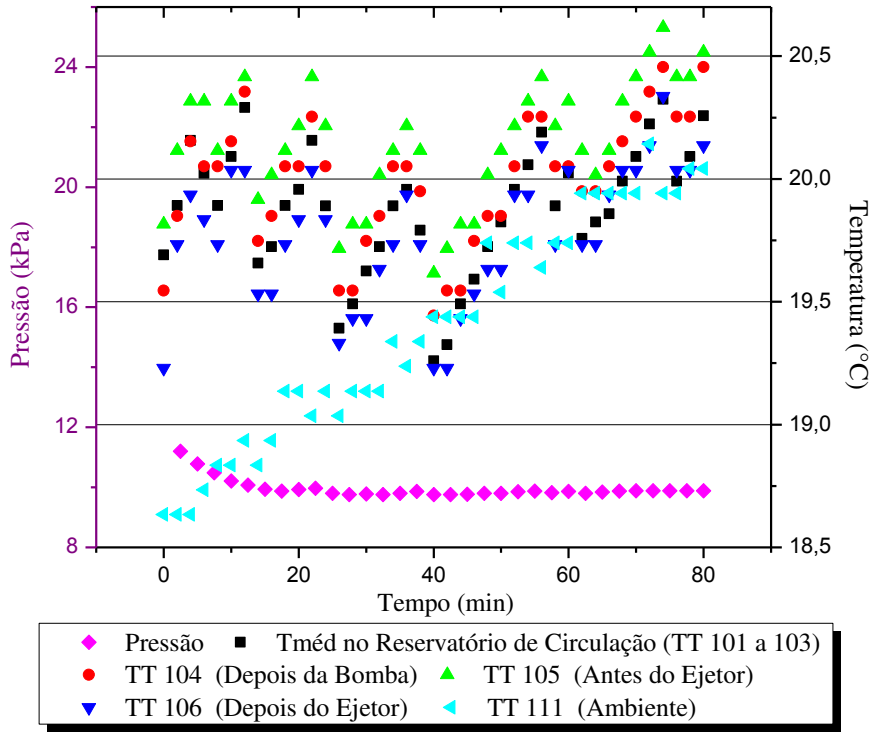


Figura D.31 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

Na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura nominal de 25 ± 0,5 °C da água de circulação a taxa de evaporação da água de resfriamento foi de 0,46 mL/min, resfriando a água de resfriamento de 33,5 °C para 26,2 °C em 77 minutos, gerando uma diferença de temperatura de 7,3 °C (Figura D.32 e D.33).

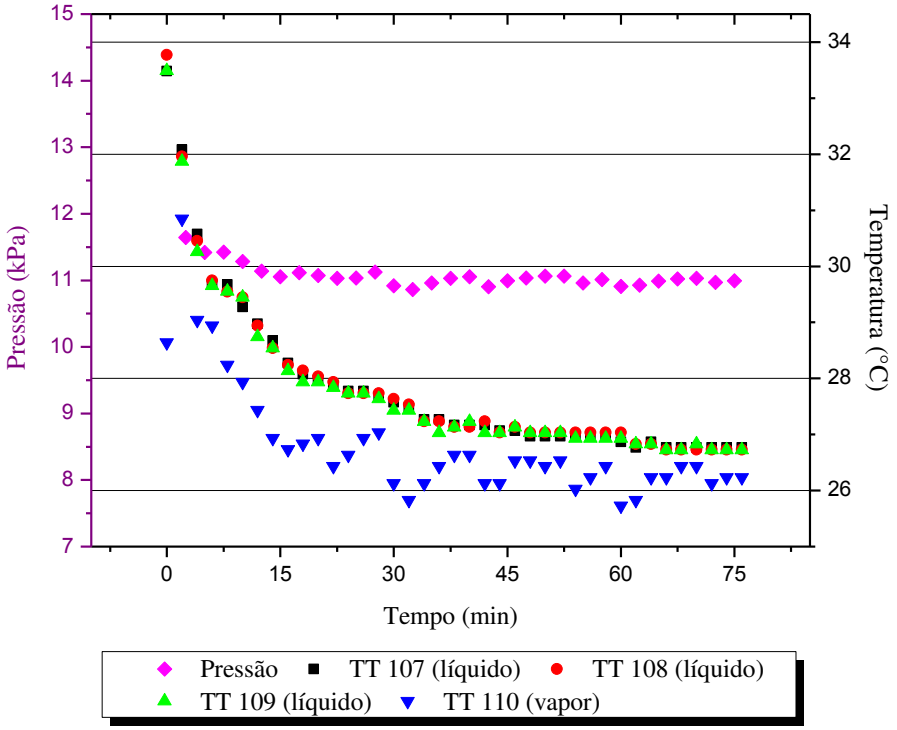


Figura D.32 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de resfriamento (TQ-2) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

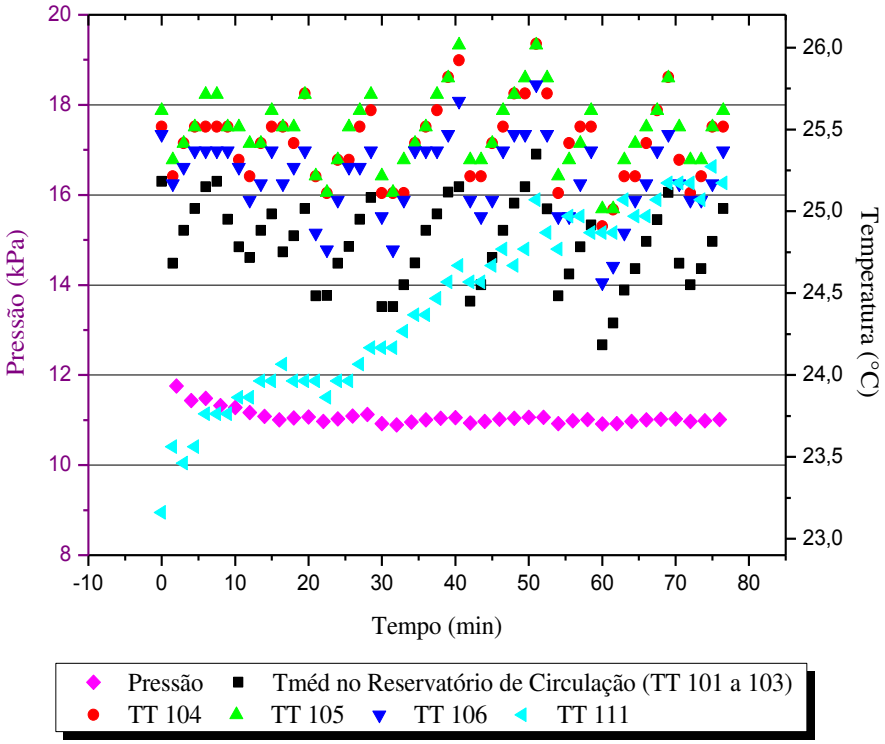


Figura D.33 – Comportamento da pressão em relação a temperatura no reservatório de circulação (TQ-1) na vazão volumétrica nominal de 4,1 ± 0,1 m³/h e na temperatura da água de circulação nominal de 25 ± 0,5 °C.

E. COMPORTAMENTO DO SISTEMA QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES POTÊNCIAS TÉRMICAS NAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS NOMINAIS DE 4,1 ± 0,1 M³/H E 5 ± 0,5 °C DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO

Vale relembrar, que no reservatório de resfriamento (TQ-2) foram instalados quatro sensores de temperatura (TT 107 a TT 110), tanto para medir a temperatura da água no estado líquido quanto no estado de vapor. Os sensores TT 107 e 108 sempre permaneceram imerso na água de resfriamento e o sensor TT 110 sempre mediu a temperatura da fase gasosa contida no reservatório de resfriamento (TQ-2). Entretanto o sensor TT 109 ora media a fase líquida ora a fase gasosa dependendo do volume de água evaporada, ou seja, muitas vezes emergia pois o sensor foi instalado de modo fixo.

Nos primeiros 110,5 minutos de funcionamento do sistema (Figura E.1), o mesmo atingiu o estado pseudo-estacionário induzido na pressão de 8,6 kPa e na temperatura média da água de resfriamento de 10,2 °C, com uma taxa de evaporação de 1,60 mL/min.

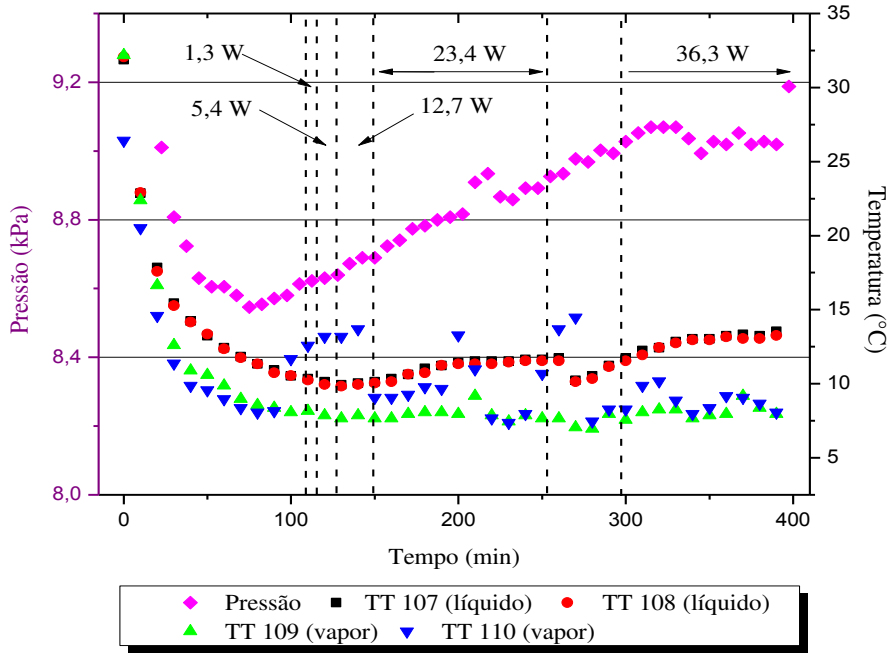


Figura E.1 – Aplicação das potências térmicas fornecida pela resistência elétrica de 1,3 W, 5,4 W, 12,7 W, 23,4 W e 36,3 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

A partir deste momento foi aplicada uma potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 1,3 W durante um período de 10 minutos. Desta potência nada foi absorvida

pelo água de resfriamento, portanto neste intervalo de tempo não foi registrado mudança de temperatura da água de resfriamento. Posteriormente, o mesmo ocorreu quando a potência térmica fornecida pela resistência elétrica foi aumentada para 5,4 W, durante um intervalo de tempo de 9,5 minutos, e quando a potência térmica foi aumentada para 12,7 W durante um intervalo de tempo de 20,5 minutos, a partir dos 130 minutos de funcionamento do sistema. Em seguida, o sistema foi submetido a uma potência térmica de 23,4 W, sendo absorvido pela água de resfriamento 12,61 W, onde ocorreu o aumento da temperatura de 10,2 °C para 11,6 °C, com uma taxa de evaporação de 0,31 mL/min no período de 152 minutos a 267,5 minutos. Após esse aquecimento, o sistema voltou ao seu estado pseudo-estacionário induzido a uma pressão de 9,0 kPa e na temperatura da água de resfriamento de 10,2 °C, com uma taxa de evaporação de 0,67 mL/min, durante 35,5 minutos. Imediatamente, o sistema foi submetido a uma potência térmica de 36,3 W, sendo absorvido pela água de resfriamento 27,85 W, durante 130,5 minutos, tendo uma taxa de evaporação de 6,68 mL/min, onde houve o aumento da temperatura da água de resfriamento de 10,2 °C para 13,3 °C.

Na aplicação da potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 52,3 W, o sistema atingiu o regime pseudo-estacionário induzido nos primeiros 104,5 minutos de funcionamento. Alcançou uma temperatura de 9,3 °C da água de resfriamento, na pressão de 9,2 kPa e com uma taxa de evaporação de 1,52 mL/min (Figura E.2).

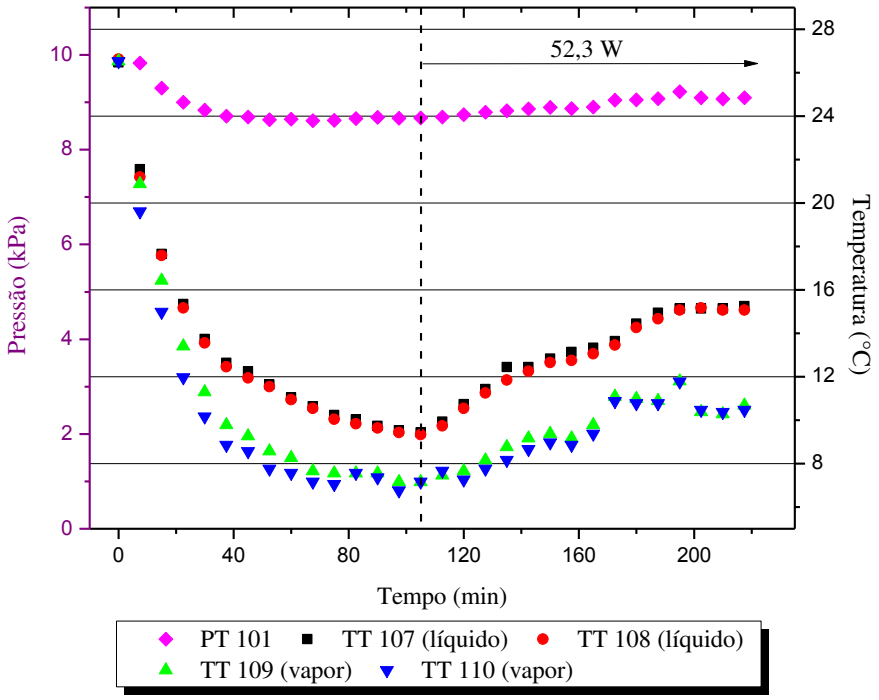


Figura E.2 – Aplicação da potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 52,3 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

A partir deste momento foi imposta a potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 52,3 W, sendo absorvido pela água de resfriamento 31,14 W, durante 116,5 minutos, ocorrendo um aumento de temperatura de 9,3 °C para 15,3 °C, com uma taxa de evaporação de 0,76 mL/min.

Para aplicação da potência térmica de 94,4 W, o sistema entrou em estado pseudo-estacionário induzido durante o intervalo de tempo de 226,5 minutos de funcionamento (Figura E.3).

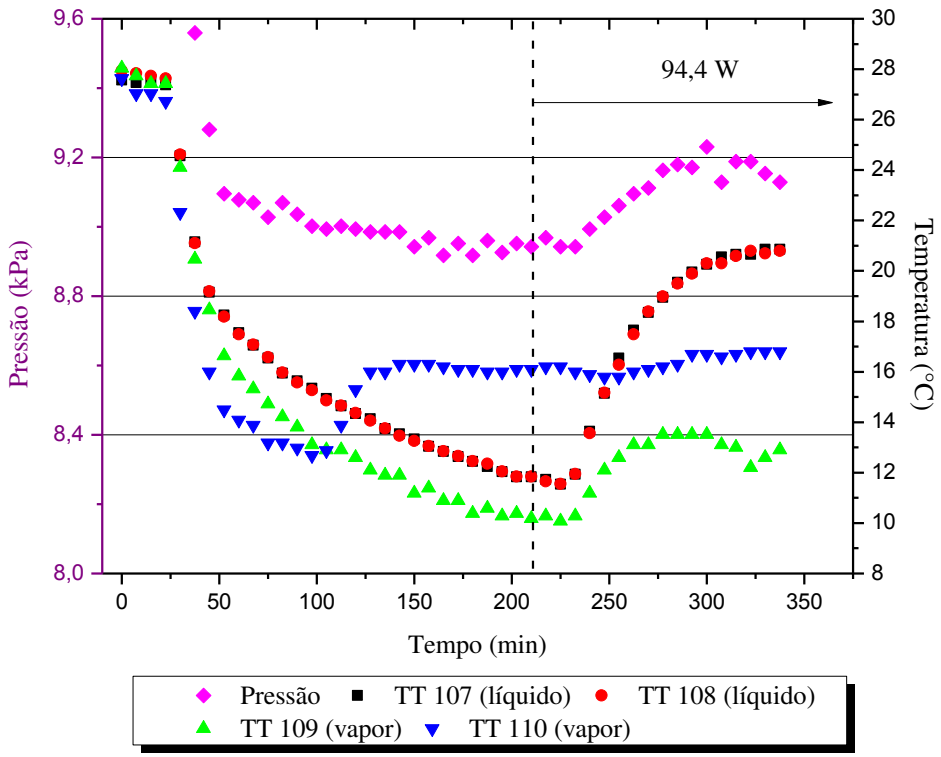


Figura E.3 – Aplicação da potência térmica de 94,4 W no reservatório de resfriamento (TQ-2), nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

Neste período, a temperatura da água de resfriamento alcançou a magnitude de 11,5 °C, na pressão de 8,9 kPa e com uma taxa de evaporação de 0,55 mL/min. Posteriormente foi aplicada a potência térmica de 94,4 W, sendo absorvido pela água de resfriamento 56,68 W, durante o intervalo de tempo de 114,5 minutos, obtendo uma taxa de evaporação de 1,39 mL/min. Nessas condições, houve um aumento da temperatura da água de resfriamento de 11,5 °C para 20, 8 °C.

Na aplicação da potência térmica fornecida pela resistência elétrica de 119,7 W, o sistema entrou em estado pseudo-estacionário induzindo durante os primeiros 81 minutos de funcionamento do sistema (Figura E. 4).

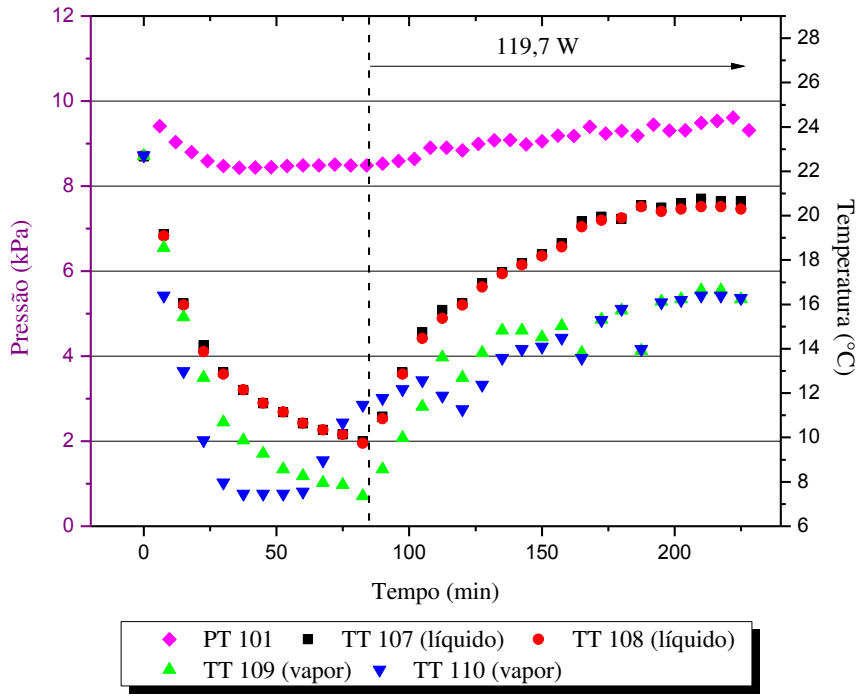
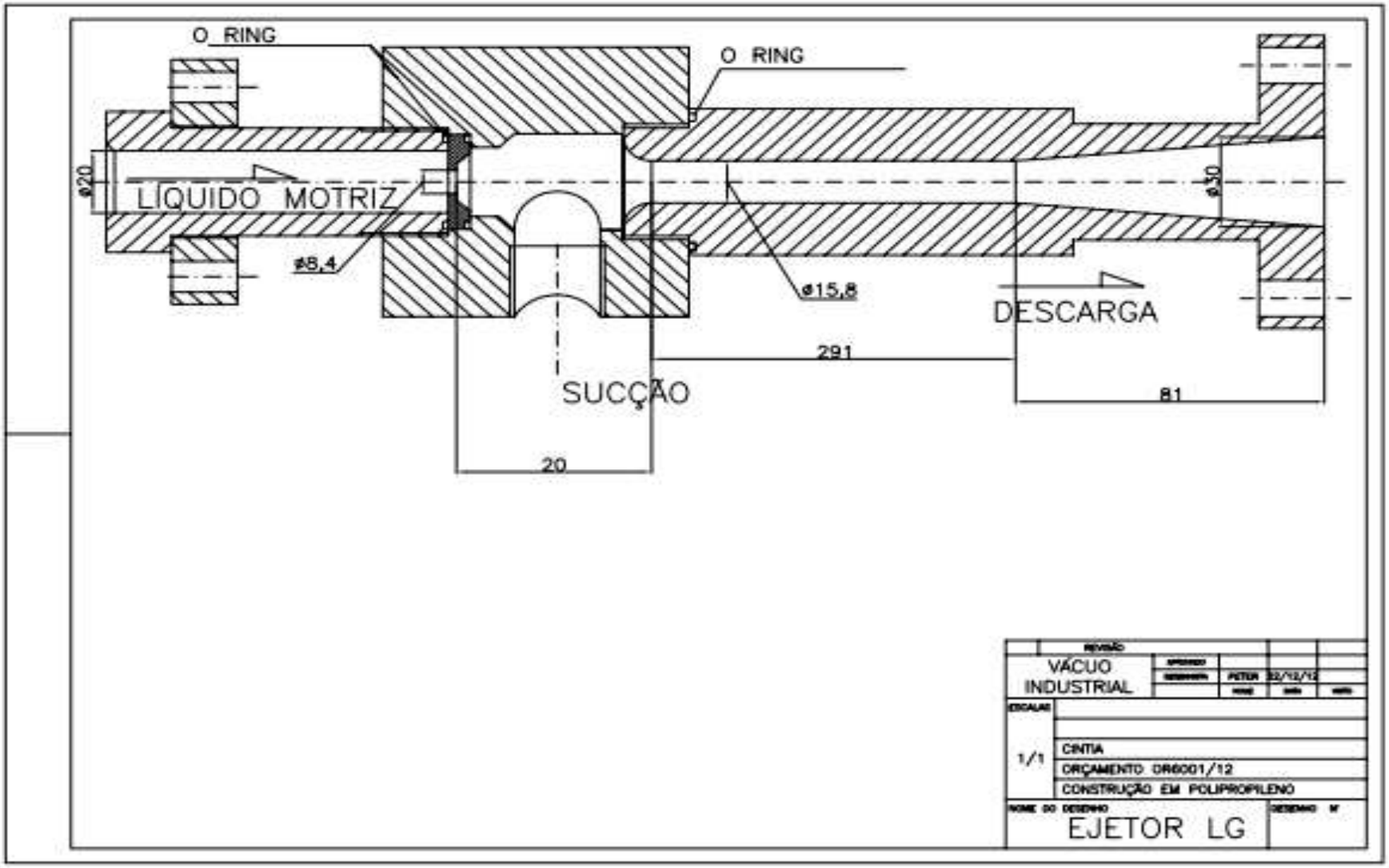


Figura E.4 – Aplicação de potência térmica fornecida pela resistência térmica de 119,7 W, nas condições de operação nominais de 4,1 ± 0,1 m³/h e 5 ± 0,5 °C da água de circulação.

Neste período, o sistema alcançou uma temperatura de 9,7 °C da água de resfriamento, na pressão de 8,5 kPa e através de uma taxa de evaporação de 1,31 mL/min. A partir deste momento foi aplicada a carga térmica de 119,7 W, sendo absorvido pela água de resfriamento 49,92 W, até o tempo de 228,5 minutos, aonde ocorreu um aumento de temperatura de 9,7 °C para 20,7 °C como uma taxa de evaporação de 1,22 mL/min.

ANEXO

A. Desenho Técnico do Ejetor Líquido-Gás.