

## AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO NA INDÚSTRIA DE LATICÍNIOS

Camilo Esteban Alvarado Sepulveda, [camiloestebanas@ufps.edu.co](mailto:camiloestebanas@ufps.edu.co)<sup>1</sup>  
Fabrício Rodrigues dos Santos, [fabriciosantos@ufu.br](mailto:fabriciosantos@ufu.br)<sup>2</sup>  
Daniel Andrey Herrera Susa, [daniel.susa@ufu.br](mailto:daniel.susa@ufu.br)<sup>2</sup>  
João Rodrigo Andrade, [joao.andrade@ufu.br](mailto:joao.andrade@ufu.br)<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidade Francisco de Paula Santander (UFPS). Cúcuta, Norte de Santander, Colombia.

<sup>2</sup>Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, 2121 - Santa Mônica, Uberlândia - MG, 38408-100.

**Resumo.** Este trabalho apresenta a análise energética de um compressor alternativo Vilter, integrado a um sistema de refrigeração utilizado na indústria de laticínios e operando com amônia (R717) como fluido refrigerante. O objetivo principal foi otimizar o desempenho do compressor em função das demandas reais da planta, adotando como estratégia o controle da abertura e fechamento das válvulas solenoides. A metodologia incluiu o levantamento da carga térmica nos diversos processos produtivos, a fim de identificar períodos de maior e menor estabilidade, além da aplicação de análises energética e exergetica do ciclo de refrigeração em diferentes condições de operação. Para isso, foram coletados dados de pressão e temperatura em dias representativos, permitindo determinar propriedades termodinâmicas e indicadores de desempenho. Os resultados evidenciaram economias entre 33% e 66% no consumo de amônia e uma redução de aproximadamente 19% no consumo global de energia. O coeficiente de desempenho (COP) variou entre 4,4 e 5,7, com capacidade de refrigeração entre 184 e 301 kW, mostrando que a operação otimizada atende às demandas térmicas da planta, especialmente em períodos de baixa produção. Conclui-se que o uso de válvulas solenoides para modulação da capacidade é uma estratégia eficaz, garantindo eficiência operacional e redução de custos na indústria de laticínios.

**Palavras chave:** Otimização. Amoníaco. Compressor. Ciclo Refrigeração.

**Abstract.** This work presents the energy analysis of a Vilter reciprocating compressor, integrated into a refrigeration system used in the dairy industry and operating with ammonia (R717) as the refrigerant fluid. The main objective was to optimize the compressor's performance according to the plant's actual demands, adopting as a strategy the control of the solenoid valves' opening and closing. The methodology included the evaluation of thermal loads in different production processes to identify periods of higher and lower stability, as well as the application of energetic and exergetic analyses of the refrigeration cycle under different operating conditions. Pressure and temperature data were collected on representative days, allowing the determination of thermodynamic properties and performance indicators. The results showed savings between 33% and 66% in ammonia consumption and a reduction of approximately 19% in overall energy use. The coefficient of performance (COP) ranged from 4.4 to 5.7, with cooling capacities between 184 and 301 kW, demonstrating that the optimized operation meets the plant's thermal demands, especially during periods of low production. It is concluded that the use of solenoid valves for capacity modulation is an effective strategy, ensuring operational efficiency and cost reduction in the dairy industry.

**Keywords:** Optimizatio, Ammonia, Compressor, Refrigeration Cycle

### 1. INTRODUÇÃO

A indústria de laticínios é um setor fundamental na produção global de alimentos, onde processos como a pasteurização demandam uma quantidade significativa de energia térmica. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor (VCR) são essenciais para a conservação e processamento de produtos lácteos, mas representam uma parcela considerável do consumo de energia elétrica da planta Yilmaz et al. (2024). Em busca de maior eficiência, diversos estudos têm focado na otimização termodinâmica desses sistemas. Este trabalho foca na avaliação energética de um sistema de refrigeração que utiliza amoníaco (R717) como fluido refrigerante, conhecido por sua alta eficiência. O sistema em estudo, aplicado a uma planta de laticínios, é equipado com um compressor alternativo Vilter VMC 446 de três cabeçotes, dos quais dois possuem um sistema de regulagem de carga por meio de válvulas solenoides. O objetivo da pesquisa foi otimizar o uso dessas válvulas, ajustando a capacidade do compressor à demanda térmica real da planta. Para isso, foram realizados

balanços de energia nos trocadores de calor dos processos para determinar as cargas térmicas e uma análise energética e exergetica completa do ciclo de refrigeração.

## 2. METODOLOGIA

A metodologia foi dividida em três etapas principais: cálculo da carga térmica, análise do ciclo de refrigeração e análise termodinâmica (energética e exergetica). Os dados de operação, como temperaturas e pressões, foram coletados por meio de observação, painéis de controle, câmera termográfica e manômetros.

### 2.1. Cálculo da carga térmica

A carga térmica da planta foi calculada durante um período de um mês para todos os processos que utilizam o sistema de refrigeração. Para isso, foi aplicada a metodologia de balanço de energia em trocadores de calor, uma abordagem validada para a análise de sistemas de pasteurização e outros processos térmicos Lazaar et al. (2021). A equação de balanço de energia Eq. 1, foi utilizada para quantificar a demanda de cada processo, na equação C representa a taxa de transferência de calor,  $\rho$  a densidade, Q a vazão volumétrica, C o calor específico, T as temperaturas e f o fator de correção.

$$C = \rho_a \cdot Q_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{af} - T_{a0}) \cdot f = \rho_l \cdot Q_l \cdot C_{pl} \cdot (T_{lf} - T_{l0}) \cdot f \quad (1)$$

### 2.2. Análise do Ciclo de Refrigeração

O ciclo de refrigeração foi analisado com base em um diagrama esquemático do sistema. Foram selecionados para análise os dias com as temperaturas de água mais alta e mais baixa, representando os períodos de máxima e mínima produção. O dia de menor produção foi denominado "ciclo menor", e o de maior produção, "ciclo maior". Esta abordagem permitiu comparar a capacidade de refrigeração do sistema com a carga térmica demandada e definir novos parâmetros para as válvulas solenoides.

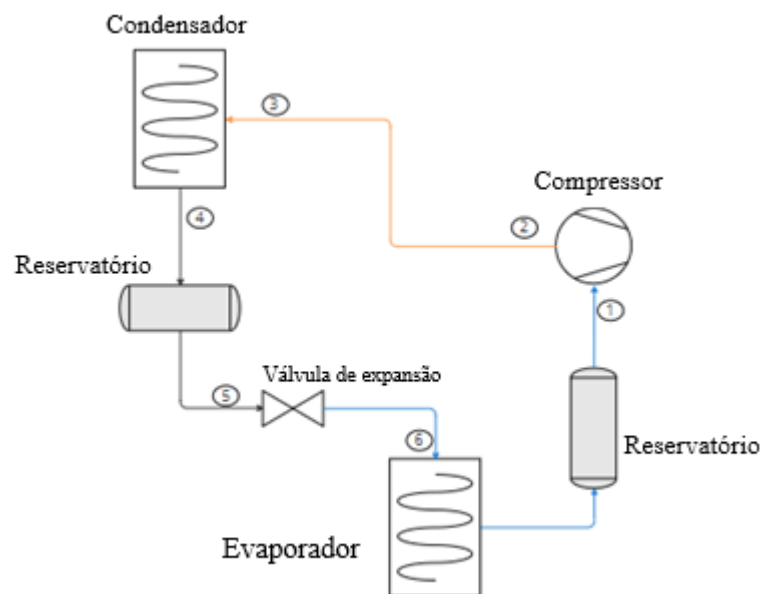


Figura 1: Representação esquemática de um ciclo de refrigeração, o mesmo detalha o fluxo e a transformação do refrigerante através dos componentes principais do sistema

### 2.3. Análise Energética e Exergetico

Foi realizada uma análise termodinâmica baseada na primeira e segunda leis da termodinâmica para determinar os indicadores de desempenho do ciclo. Calcularam-se a capacidade de refrigeração, o trabalho do compressor, o Coeficiente de Desempenho (COP), a destruição de exergia e a eficiência exergetica para cada componente e para o ciclo total (CONSTANTINO; KANIZAWA, 2022). As equações de referência para o COP e a capacidade de refrigeração são mostradas abaixo.

A utilização do sistema de refrigeração em diferentes processos se reflete no fator de utilização, que pode variar de acordo com as necessidades de cada processo. Por se tratar de uma equalização, qualquer um dos dois pode ser utilizado:

$$C = \rho_l \cdot Q_l \cdot C_{pl} \cdot (T_{lf} - T_{lo}) \cdot f \quad (2)$$

$$C = \rho_a \cdot Q_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{af} - T_{ao}) \cdot f \quad (3)$$

Utilizando as equações anteriores, foi calculada a demanda da planta sobre o sistema para os processos que a requerem. Nesta etapa da investigação, foram determinados indicadores que permitem avaliar o comportamento termodinâmico dos ciclos, como capacidade de refrigeração, COP, potência, destruição de exergia, entre outros. A Figura 1 é utilizada como referência para a criação das equações com seus respectivos pontos.

### 2.3.1 Compressor

O trabalho por unidade de massa do compressor ( $W_c$ ) pode ser definido utilizando a equação apresentada por (Bahman; Saleh, 2024; Riahi; Shafii, 2024a), onde  $h$  são as entalpias de entrada e saída:

$$w_c = (h_{ent} - h_{sal})_{com} = h_1 - h_2 \quad (4)$$

Sua destruição de exergia ( $X_{des-com}$ ) pode ser relatada utilizando a equação utilizada por (Khan; Singh, 2025), onde  $W_c$  é o trabalho do compressor e  $X$  as energias de entrada e saída:

$$\dot{X}_{des-com} = \dot{W}_c + \dot{X}_1 - \dot{X}_2 \quad (5)$$

A diferença nas exergias de fluxo é determinada pela equação utilizada por (Ji; Liu, 2025), onde  $m$  é a vazão mássica,  $X$  são as energias, os  $h$  são as entalpias,  $s$  entropias e  $T_0$  a temperatura absoluta:

$$\dot{X}_1 - \dot{X}_2 = \dot{m}[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)] \quad (6)$$

Além disso, a eficiência da exergia ( $\eta$ ) pode ser referenciada utilizando a equação apresentada por (G. Yan et al., 2015) onde  $W_c$  é a potencia consumida pelo compressor:

$$\eta_{IIC} = 1 - \frac{\dot{X}_{des-com}}{\dot{W}_c} \quad (7)$$

Para calcular a vazão mássica que o compressor contribui para o sistema, utiliza-se como referência a equação utilizada por (Abbaspour et al., 2024, ; Karacayli et al., 2024):

$$\dot{m} = \dot{W}_c / w \quad (8)$$

### 2.3.2 Condensador

O calor rejeitado pela torre de condensação para o ambiente ( $q_H$ ) é representado pela diferença de entalpias nos pontos de entrada e saída da torre de condensação, que são os pontos 3 e 4, com isso obtemos:

$$q_H = (h_{sal} - h_{ent})_{con} = h_4 - h_3 \quad (9)$$

Para obter o calor rejeitado, utilizamos a vazão mássica, considerando a equação:

$$\dot{Q}_H = q_H \cdot \dot{m} \quad (10)$$

A exergia destruída é determinada pela seguinte equação:

$$\dot{X}_{des-T.C} = \dot{X}_3 - \dot{X}_4 - \dot{X}_{QH} \quad (11)$$

Para calcular a diferença de exergia do fluxo na torre de condensação:

$$\dot{X}_3 - \dot{X}_4 = \dot{m}[h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)] \quad (12)$$

Em seguida, para determinar a exergia para o calor rejeitado, utilizamos:

$$\dot{X}_{QH} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (13)$$

Além disso, sua eficiência exergetica pode ser referenciada a partir da equação:

$$\eta_{IIcon} = 1 - \frac{\dot{X}_{des-T.C}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \quad (14)$$

### 2.3.3 Válvula de Expansão

A válvula é referenciada nos pontos 5 e 6. Isso resulta no seguinte para a destruição de exergia:

$$\dot{X}_{des-val} = \dot{X}_5 - \dot{X}_6 \quad (15)$$

Para obter a diferença nas exergias de fluxo, utilizamos a:

$$\dot{X}_{des-val} = \dot{m}[h_5 - h_6 - T_0(s_5 - s_6)] \quad (16)$$

Além disso, a eficiência exergetica é zero, pois se trata de um processo isentálpico.

### 2.3.4 Evaporador

O efeito refrigerante pode ser calculado a partir da diferença de entalpia entre os pontos 6 e 1, resultando na equação abaixo onde  $q_L$  é o calor transferido:

$$q_L = (h_{sal} - h_{ent})_{evap} = h_1 - h_6 \quad (17)$$

Utilizaremos o fluxo de massa para determinar a capacidade de resfriamento, a equação abaixo, onde  $\dot{Q}_L$  é a taxa de transferência de calor:

$$\dot{Q}_L = q_L \cdot \dot{m} \quad (18)$$

Sua exergia destruída é determinada por:

$$\dot{X}_{des-eva} = \dot{X}_6 - \dot{X}_1 + \dot{X}_{QL} \quad (19)$$

Para calcular as exergias de fluxo, utilizaremos a:

$$\dot{X}_6 - \dot{X}_1 = \dot{m}[h_6 - h_1 - T_0(s_6 - s_1)] \quad (20)$$

Para determinar a exergia gerada pelo calor absorvido, utilizaremos a equação:

$$\dot{X}_{QL} = \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (21)$$

Para obter sua eficiência exergetica, a equação demonstrada por pode ser tomada:

$$\eta_{IIeva} = 1 - \frac{\dot{X}_{des-eva}}{\dot{X}_6 - \dot{X}_1} \quad (22)$$

### 2.3.5 Ciclo

O coeficiente de eficiência do ciclo é encontrado de acordo com a equação utilizada por:

$$\text{COP} = \frac{q_L}{w_c} \quad (23)$$

A eficiência exergetica do ciclo pode ser obtida utilizando a equação usada por:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{QL}}{\dot{W}_C} \quad (24)$$

Para encontrar a exergia total destruída pelo ciclo, a exergia de cada componente será somada:

$$\dot{X}_{des-T.T} = \dot{X}_{des-com} + \dot{X}_{des-T.C} + \dot{X}_{des-val} + \dot{X}_{des-eva} \quad (25)$$

### 2.3.6 Economia de Energia

O consumo foi calculado utilizando a seguinte equação:

$$\text{Consumo: } kW \cdot \frac{\text{uso en h}}{\text{dia}} \cdot \frac{1 \text{ dia}}{\text{sem}} \cdot \frac{52 \text{ semanas}}{\text{ano}} \cdot \frac{\text{custo KW}}{h} \quad (26)$$

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 3.1. Carga Térmica

A análise da carga térmica mostrou um comportamento variável durante os dias de semana, com picos de demanda que chegam a 300 kW, e um perfil muito mais estável e reduzido durante os fins de semana, com uma demanda média em torno de 150 kW. Isso ocorre porque, nos fins de semana, apenas os processos essenciais, como pasteurização e resfriamento de leite, são realizados.

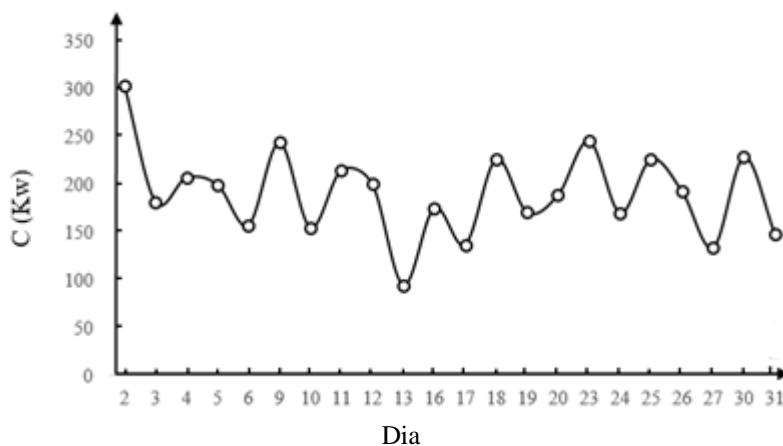


Figura 2: Gráfico da carga térmica em função dos dias entre a semana.

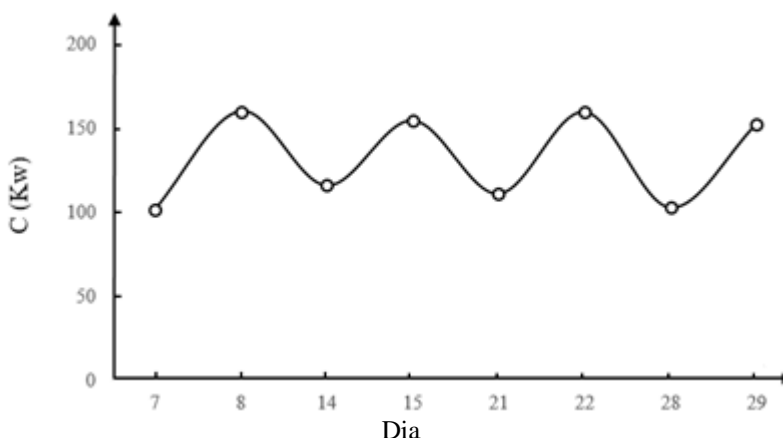


Figura 3: Gráfico da carga térmica em função dos dias no fim da semana.

### 3.2. Análise Energética e Otimização

A análise do "ciclo menor" (representativo dos fins de semana) revelou uma capacidade de refrigeração ( $Q_L$ ) de 184,5 kW com um COP de 4,47. Este ciclo operava com dois dos três cabeçotes do compressor. Verificou-se que essa

capacidade era superior à carga térmica média exigida nos fins de semana (~150 kW), indicando que o compressor operava com excesso de capacidade. O "ciclo maior" (dias de semana) apresentou uma capacidade de 301,0 kW com um COP de 5,79, utilizando a capacidade total do compressor.

Tabela 1: Resultados da otimização e economia de energia anual

Otimização	Sábado	Domingo
Consumo Normal Anual (USD)	4556,99	6590,63
Consumo Otimizado Anual (USD)	3676,25	5316,84
Poupança Anual (USD)	880,74	1273,79

### 3.3. Análise Exergética

A análise exergética, realizada para o "ciclo maior", identificou o evaporador como o componente com a maior destruição de exergia e a menor eficiência exergética do sistema. Em contraste, o compressor apresentou o melhor desempenho. A baixa eficiência do evaporador foi atribuída à falta de manutenção e ao acúmulo de sujeira, que prejudicam a transferência de calor e geram irreversibilidades.

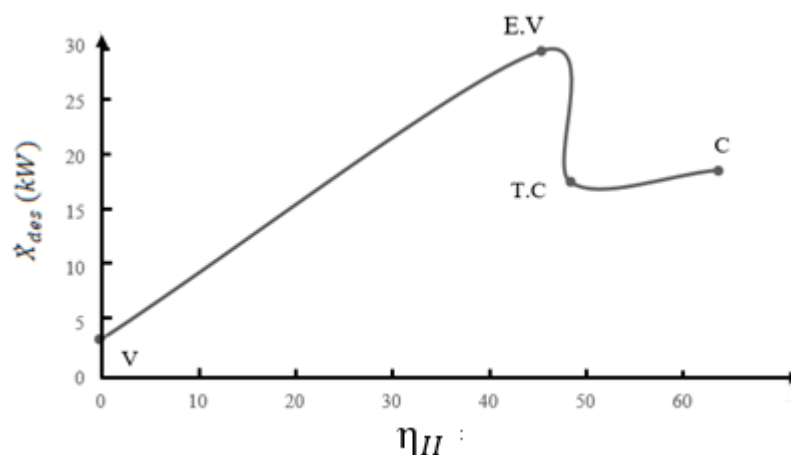


Figura 4: Gráfico de eficiência energética vs energia perdida

## 4. CONCLUSÕES

Comparando a figura 2 e 3 foi possível identificar os fins de semana como períodos de baixa e estável demanda, nos quais o compressor Vilter pode operar com capacidade reduzida (dois de seus três cabeçotes) sem comprometer os processos da planta. A implementação de uma estratégia de controle baseada na modulação da capacidade do compressor através das válvulas solenoides resulta em uma economia de energia significativa, com uma redução de 19 % no consumo total.

Como mostrado na tabela 1 as otimizações realizadas promoveram uma economia anual de US\$ 880,74 aos sábados e US\$ 1273,79 aos domingos, no total foram economizados US\$ 2154,53 ao ano, uma economia média de 19,33 % aos fins de semana.

A análise exergética revelou que o evaporador é o principal ponto de ineficiência do sistema, sendo responsável pela maior perda de exergia. Este resultado destaca a importância crítica da manutenção preventiva nos trocadores de calor para reduzir perdas e melhorar a eficiência global do ciclo de refrigeração.

## 5. REFERÊNCIAS

Abbaspour, G., Ghaebi, H., & Ziapour, B. M. (2024). Energy and exergy analysis of a new solar hybrid system for hydrogen, power and superheated steam production. *Renewable Energy*, 237, 121723. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2024.121723>

Bahman, A. M., & Saleh, D. (2024). Parametric analysis for nanolubricant in vapor compression refrigeration cycle. *Journal of Engineering Research*, 13(2), 1215-1222. <https://doi.org/10.1016/j.jer.2024.04.011>

Constantino, M. C., & Kanizawa, F. T. (2022). Evaluation of pressure drop effect on COP of single-stage vapor compression refrigeration cycles.

*Thermal Science and Engineering Progress*, 28, 101048. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101048>

Ji, S., & Liu, Z. (2025). Thermodynamic and economic performance comparison between reverse Brayton cycles and cascade refrigeration cycles with eco-friendly refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 261, 125163. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.125163>

Lazaar, M., Boughanmi, H., Bouadila, S., & Jarraya, M. (2021). Parametric study of plate heat exchanger for eventual use in a solar pasteurization process designed for small milk collection centers in Tunisia. *\*Sustainable Energy Technologies and Assessments\**, 45, 101174. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101174>

Shanmugam, S. K. G., & Mital, M. (2019). An ultra-low ammonia charge system for industrial refrigeration. *\*International Journal of Refrigeration\**, 107, 344–354. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.07.006>

Yan, B., Nakamura, T., Katsuki, S., Masuda, N., Shimizu, Y., Sasahara, R., & Kurihara, J. (2025). Optimization of co-linear-type pulsed electric field treatment chamber for milk pasteurization. *Journal of Food Engineering*, 388, 112373. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2024.112373>

Yan, G., Cui, C., & Yu, J. (2015). Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation. *\*International Journal of Refrigeration\**, 53, 155–162. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.007>

Khan, Y., & Singh, P. K. (2025). Thermo-economic and environmental evaluation of a novel SOFC based trigeneration system using organic Rankine cycle and cascaded vapor compression-absorption refrigeration system. *Thermal Science and Engineering Progress*, 57, 103097. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.103097>

## 5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.