

DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UM MODELO COM LÓGICA FUZZY PARA  
CONTROLE DE VELOCIDADE DO COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO

Taynara Geysa Silva do Lago – taynaragsl@fem.unicamp.br

Kamal Abdel Radi Ismail – [kamal@fem.unicamp.br](mailto:kamal@fem.unicamp.br)

Luiz Felipe Mendes de Moura – felipe@fem.unicamp.br

Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, [www.fem.unicamp.br](http://www.fem.unicamp.br)

R1 - Sistemas, Equipamentos e Componentes

**Resumo.** *O presente artigo tem como objetivo a implementação de um controle para velocidade de um compressor de velocidade variável em um sistema de refrigeração por compressão a vapor, tendo em vista especialmente, economia de energia e melhora do desempenho do sistema. A bancada experimental é dotada por duas subunidades. O sistema principal é composto de unidade condensadora de ar forçado, evaporador, compressor hermético e elementos expansão (válvula de expansão termostática e válvula de expansão eletrônica), e a unidade secundária possui uma bomba para circulação do fluido secundário (álcool etílico), além de um trocador de calor de acondicionamento de ar (fan coil). No primeiro momento realiza-se a análise e um planejamento dos dados experimentais mediante aos dados do fabricante de cada componente do sistema para identificação dos pontos ótimos de trabalho do sistema. Em seguida, foi aplicada a lógica Fuzzy para controlar a frequência de rotação do compressor como uma forma de estratégia de controle, obtendo melhor eficiência energética e performance do sistema de refrigeração. O controle de velocidade do compressor se faz utilizando um controlador Fuzzy desenvolvido pela ferramenta Fuzzy System Designer dentro da plataforma do LabVIEW. Os resultados mostram que o uso da lógica Fuzzy para controlar a velocidade do compressor economiza uma quantidade considerável de energia em relação a consumida pelo sistema convencional de refrigeração On/Off.*

**Palavras-chave:** *Compressor de velocidade variável, Lógica Fuzzy, COP, Eficiência*

## 1. INTRODUÇÃO

O consumo e a demanda de energia aumentaram substancialmente nos últimos anos, como resultado do aumento da população mundial, melhoria no padrão de vida e aumento do uso de equipamentos dependentes de eletricidade, como sistema de refrigeração para conforto térmico e preservação de alimentos. Como resultado, aumentos substanciais na geração e no consumo de energia levaram à exaustão da capacidade do ecossistema de lidar com as crescentes cargas de contaminantes, emissões ofensivas e degradação contínua. Com esse alerta eminente, a população mundial foi forçada a buscar novos recursos energéticos sustentáveis e aumentar a eficiência na utilização de energia. Os sistemas convencionais de refrigeração são considerados grandes consumidores de energia responsáveis por uma parcela substancial do consumo de energia nos níveis doméstico e comercial. Consequentemente, há necessidade de pesquisa contínua para melhorar o desempenho dos sistemas existentes e desenvolver novos conceitos e máquinas econômicos e amigos do ambiente.

Recentes melhorias em relação aos sistemas convencionais de compressão de vapor incluem compressores com velocidade variável. A variação da velocidade do compressor é uma maneira eficiente de controlar a capacidade de refrigeração do sistema, que é normalmente ajustada de acordo com a carga (Tassou e Quereshi, 1998). Assim, para uma condição de carga baixa, o aparelho de refrigeração pode reduzir a velocidade do compressor, reduzindo assim as perdas e o consumo de energia. O uso do controle de velocidade do compressor para ajustar a capacidade de resfriamento do sistema de acordo com a carga tem sido extensivamente estudado nos últimos anos (Aprea et al., 2004b; Aprea e Renno, 2004; Buzelin et al., 2005; Chaturved et al., 1998; Haberschill e et al, 2002; Koury et al, 2001; Park & Jung, 2007; Sarntichartsak et al, 2006;. Kizilkan, 2011; Li et al, 2015; Yan et al, 2016).

Zendehboudi et al. (2017) comparou a Rede Neural Artificial (ANN) e um Sistema de Inferência Fuzzy Neuro Adaptativo (ANFIS) para avaliar vários parâmetros (vazão mássica de sucção, descarga e injeção, energia elétrica do compressor e temperatura do refrigerante na descarga do compressor) para compressores scroll de velocidade variável com injeção de vapor (VSSCV). Os resultados mostraram maior precisão na aplicação da abordagem ANFIS como modelo adequado para a predição dos parâmetros VSSCV em comparação ao da ANN.

Aspectos importantes como custo de energia usando novas estratégias (PID, Fuzzy, ANN) e tecnologias para melhorar o desempenho através do monitoramento e controle do sistema são ferramentas-chave para automatizar e otimizar sistemas de refrigeração e ar condicionado com compressor de velocidade variável (CVV). Essas estratégias melhoraram a eficiência de conversão de energia e reduzem as emissões de gases de efeito estufa (Kolokotsa et al., 2001; Bandarra et al., 2011; Ekren et al., 2010; Lago, 2016).

O presente estudo tem como objetivo investigar experimentalmente um modelo de lógica Fuzzy para controlar a velocidade do compressor e a carga térmica. Os resultados foram comparados com os resultados de um controle on/off convencional.

## 2. BANCADA EXPERIMENTAL

Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor é dividido em duas partes, de acordo com a pressão exercida pelo refrigerante nestas duas partes. A parte de baixa pressão do sistema é composta pelo controle de fluxo do refrigerante, pelo evaporador e pela linha de admissão. O lado de alta pressão do sistema compõe-se do compressor, da linha de exaustão ou linha de gás quente, do condensador e da linha de líquido.

Sistema do fluido secundário de acondicionamento de ar é um sistema de ventilação que tem velocidade variável que aumenta ou diminui o fluxo por meio do controle da velocidade do ventilador, em malha aberta, no trocador de acondicionamento do ar, e sua função é fornecer volume do ar suficiente para manter a temperatura do duto em um nível aceitável. O sistema de fluido secundário é composto de bomba centrífuga e fan coil. A bomba tem um controle de velocidade variável de 0 a 3450 rpm e flui de 5 a 40 litros / min. O refrigerante secundário circula através da bobina do ventilador para remover a carga de calor. A capacidade do trocador de calor do sistema de ar condicionado é de 600 W.

A Fig. 1 apresenta um esquema da bancada experimental em estudo, composta de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que faz o uso do fluido refrigerante R-134a e um sistema de fluido secundário com condicionamento de ar que utiliza álcool etílico como fluido de trabalho.

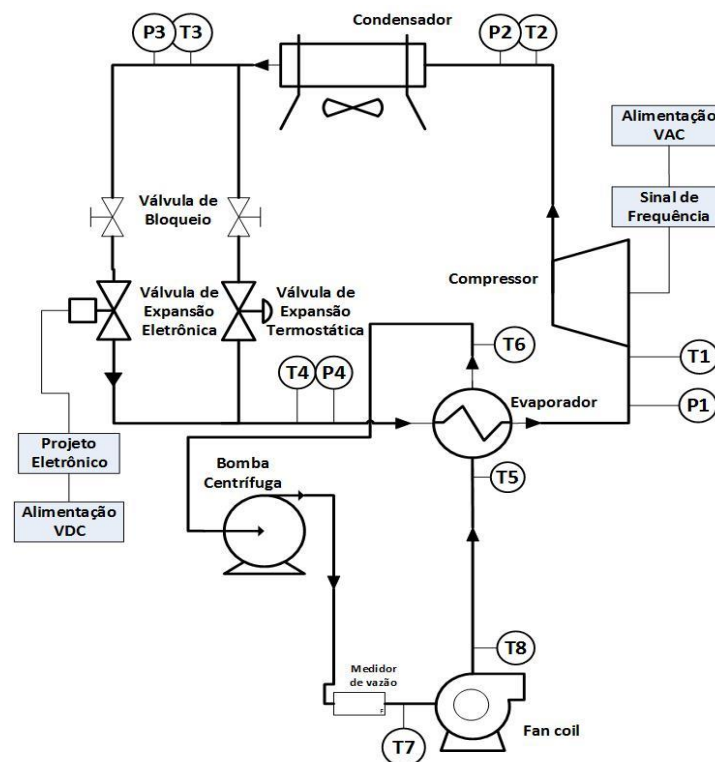


Figura 1. Esquema da Bancada Experimental

O monitoramento das condições operacionais do sistema de refrigeração é de suma importância para controlar o funcionamento do mesmo. Para a leitura das diferentes grandezas como a temperatura, pressão, vazão volumétrica foram utilizados sensores específicos. Os dados foram lidos pelo sistema de aquisição da Novus e da National Instruments por meio do software LabVIEW. Este último enviou os comandos de saída para a implementação do controle. Na Tab.1, é possível observar todos os componentes da bancada experimental com suas respectivas características, além dos sistemas de monitoramento e comando da bancada experimental.



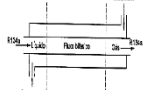










Sobre as condições gerais para execução dos testes, obedeceu a norma ISO 917(1989), que assegura requisitos necessários para o ensaio de compressores de refrigeração. Optou-se pela verificação das pressões do sistema ao longo do tempo para caracterizar o regime permanente do sistema, pois as pressões de sucção e descarga influenciam diretamente todas as demais variáveis dependentes, como o grau de superaquecimento na saída do evaporador, a capacidade de refrigeração, a pressão na entrada da válvula de expansão, etc.





Inicialmente, foram realizados testes com a válvula de expansão termostática e depois com a válvula de expansão eletrônica. Com a válvula de expansão eletrônica o superaquecimento foi o mais baixo possível e mais estável, operando com valores de superaquecimento menores aos comumente utilizados com as válvulas de expansão termostáticas,

permitindo assim um maior aproveitamento da superfície do evaporador e conseqüentemente aumentando a eficiência total do sistema, como reportado em Lago (2016).

O controle com lógica Fuzzy, proposto no estudo, utilizou um conjunto de regras baseadas nos modelos termodinâmicos e, principalmente, os dados experimentais obtidos da bancada em estudo agrupados em uma linguagem computacional, para avaliação do seu grau de confiança. Desse modo, o presente estudo procurou analisar, investigar, implementar, avaliar e controlar a performance do sistema de refrigeração.

Tabela 1. Componentes do sistema principal, do sistema do fluido secundário e sistema de medição e monitoramento

	Compressor da empresa Embraco, modelo VEGY8H, capacidade frigorífica 69-578W, velocidade 1600-4500 rpm.
	Condensador da marca Elgin, modelo CDE 2778, capacidade térmica é de 3/4 HP (559,3 Watts) e tubulação de 6 mm de diâmetro.
	Trocador de calor de tubos concêntricos de fluxo contracorrente, Tubo interno de cobre com 1300 mm de comprimento e diâmetro de 6 mm, Tubo externo com 17 mm de diâmetro interno
	Válvula de expansão termostática (VET) da empresa Danfoos, modelo TN 2, com o orifício 00, capacidade frigorífica 900W.
	Válvula de expansão eletrônica (VEE) da empresa Carel, modelo E2V03, capacidade frigorífica máxima 1,3 kW
	Bomba hidráulica de fluido secundário do fabricante KSB, modelo P500T, velocidade de 3450 rpm, vazão de 5 a 40 [L/min]
	Trocador de calor (fan coil) do tipo gás-líquido, capacidade de 600 W, com oito tubos por passo e seção transversal de 270 mm de comprimento, 220 mm de altura e 140 mm de profundidade, com arranjo triangular acoplado a um ventilador centrifugo tipo sirocco com motor trifásico 184 W.
	Termopar tipo T, formado por fios de cobre puro, como termo elemento positivo, e constantan, como termo elemento negativo, com faixa de medição -270°C até 370 °C
	Termorresistência (RTD) de 3 fios, modelo PT100, faixa de operação varia de -200°C a 1000°C.
	Transdutor de pressão da empresa Wika, modelo 8430336/ECO-1, faixa de operação de 0 a 25 bar
	Medidor de vazão tipo turbina da empresa Ômega, modelo da série FTB790, faixa de operação de 0.5 a 10 GPM; 1.9 a 37.9 LPM
	Medidor de potência consumida, Power Analyzer, da empresa Instrutherm, modelo MPR-40, faixa de leitura 1 W à 999,9 kW
	Gerador de forma de onda arbitrária da empresa Agilent Technologies, modelo 33220A, faixa de variação de onda quadrada de 1µHz até 20 MHz
	Inversores de frequência para o motor da bomba do fluido refrigerante secundário e do motor do fan coil, do fabricante Moeller, com faixas de potência de 0,75 a 1,5 kW

	Drive para o controle da válvula de expansão eletrônica, EVD Evolution, da empresa Carel, com controle PID, modelo EVD0000E50.
	Sistema de Aquisição de dados, FieldLogger, da empresa NOVUS, possui 8 entradas analógicas universais e 8 entradas ou saídas digitais.
	Bloco de ligação e condicionamento de sinal da empresa NI, modelo SC-2345, possui 42 terminais de parafuso para conexão direta com os sinais digitais de dispositivo DAQ, e tem 20 bases de entradas, saídas analógicas e digitais para os módulos SCC Series.
	Módulo de passagem direta, SCC-FT01, é conectado diretamente às entradas analógicas (AI) e saídas analógicas (AO), e canais de aquisição de dados do Dispositivo (DAQ)

## 2.1 Eficiência e Rendimento do Ciclo

Como a própria sigla sugere, COP (coeficiente de performance) é o termo utilizado como sinônimo de eficiência do ciclo termodinâmico de refrigeração, no sentido de desempenho do mesmo.

O conceito de desempenho está intrinsecamente ligado à uma otimização de processo, ou seja, a relação entre a energia útil e o dispêndio de energia para obtenção da mesma durante a realização deste processo, que especificamente no caso de refrigeração, associa a capacidade de refrigeração à potência de compressão assumida, conforme demonstrado analiticamente pela equação 1.

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} \quad (1)$$

Assim, conhecendo as pressões e as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e saída do evaporador, assim como a temperatura de entrada e saída do compressor, o COP, para o ciclo teórico e real, pode ser definido em função das entalpias, conforme a equação 2.

$$COP_{teorico} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Para determinação do COP no presente trabalho, fez-se uso da equação 3, razão entre a capacidade de refrigeração obtida no evaporador e a potência consumida pelo compressor.

$$COP_{real} = \frac{\dot{m}_{R134a} \Delta h_{evap}}{W_{c,real}} \quad (3)$$

Onde:

$\dot{m}_{R134a} \Delta h_{evap}$  é capacidade de refrigeração

$W_{c,real}$  é a potência consumida pelo compressor

A eficiência total do compressor é a variável utilizada para a determinação do desempenho do compressor. A razão entre o trabalho ideal de compressão e o trabalho real de compressão é definida como eficiência total de compressão, como se demonstra a equação 4.

$$\eta_c = \frac{W_c}{W_{c,real}} \quad \text{ou} \quad \eta_c = \frac{\dot{m}_{R134a} \Delta h_{compr}}{W_{c,real}} \quad (4)$$

Onde:

$\eta_c$  é eficiência total de compressão

$\dot{m}_{R134a} \Delta h_{compr}$  é a potência de compressão

$W_{c,real}$  é a potência consumida pelo compressor

A potência real de compressão pode ser encontrada por três maneiras distintas: a potência elétrica nominal (dada pelo fabricante do compressor), a potência mecânica do eixo de rotação e a potência elétrica real (medida por instru-

mentos). No presente trabalho, adotou-se a potência elétrica real, para as análises de eficiência energética do compressor.

Nesse contexto, é importante frisar que as entalpias do fluido refrigerante foram obtidas de forma indireta, mediante a medição das temperaturas e pressões do ciclo em estudo. Desse modo, foi possível a determinação das entalpias com a inserção de dados de temperatura e pressão, obtidos pelo Field Logger, no programa CATT3 (Computer Aided Thermodynamic Table3).

A energia consumida pelo compressor de velocidade variável é dada por:

$$Po\hat{e}ncia = \sqrt{3} \times V \times I \quad (5)$$

A potência calculada é comparada ao sistema com compressor convencional ON / OFF dado por:

$$Potencia = V \times I \quad (6)$$

E o consumo de energia dos equipamentos em kWh/mês é estimado a partir de:

$$Consumo\ total = (pot\hat{e}ncia \times Num.\ de\ horas \times Num.\ dias\ no\ m\hat{e}s) / 1000 \quad (7)$$

## 2.2 Propagação de erro experimentais

Geralmente, para calcular as quantidades derivadas das incertezas experimentais são utilizados erros e incertezas das grandezas medidas na forma de equações matemáticas. Então, a quantidade de saída Y é encontrada de determinadas grandezas de entrada  $X_1, X_2, \dots, X_n$  conforme a seguinte função:

$$Y = F(X_1, X_2, X_3, X_4) \quad (8)$$

O total da grandeza de saída "U" \_ "c" "(y)" pode ser determinado através das incertezas padrão das grandezas de entrada "u" (" "x" \_ "i" ") como:

$$U_c(y) = \sqrt{\left[\frac{\partial Y}{\partial x_1} u(x_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial Y}{\partial x_2} u(x_2)\right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial Y}{\partial x_n} u(x_n)\right]^2} \quad (9)$$

Os instrumentos de medição foram calibrados e instalados nos pontos requeridos dos circuitos. As incertezas experimentais das variáveis calculadas deste estudo foram determinadas de acordo com os procedimentos estatísticos mencionados, com intervalo de confiança de 95%. A Tab. 2 apresenta a propagação da incerteza das variáveis calculadas.

Tabela 2. Propagação de Incerteza das Variáveis

Variáveis	Incerteza
Temperatura Evaporação e Condensação	$\pm 0,505$ °C
Superaquecimento e Subresfriamento	$\pm 0,51$ °C
Pressões	$\pm 0,0042$ a $\pm 0,0202$ bar
Vazão R-134a	$1,40 \times 10^{-4}$ a $3,4 \times 10^{-4}$ kg/s
COP	$\pm 0,05$ a $0,008$
Carga Térmica	$\pm 11,76$ a $27,46$ W
Eficiência	$\pm 1,02$ a $1,88$ %
Potência de compressão	$\pm 0,88$ a $2,94$ W

## 3. MODELAGEM E SIMULAÇÃO

A fim de melhorar a eficiência energética do sistema de refrigeração, um controle baseado em lógica difusa foi desenvolvido apenas para controlar a frequência de rotação do compressor para ajustar a temperatura do ar na saída do fan coil para um valor desejado.

A válvula de expansão eletrônica foi usada como dispositivo de expansão, e seu controle foi feito pelo drive EVD que fornece ao estator um sinal de baixa tensão à válvula para girar o rotor em sentido horário ou anti-horário e o meca-

nismo interno converte o movimento giratório em deslocamento axial da haste, que por sua vez modifica a área de passagem do refrigerante.

A Fig. 2 mostra o diagrama de blocos fuzzy do sistema de controle de refrigeração como um sistema de circuito fechado simples. O controlador é projetado para fornecer o valor correto da frequência de tensão AC, de modo que o compressor funcione na velocidade que mantém a temperatura no ponto de ajuste desejado.

O controle da velocidade do compressor é feito usando um controlador fuzzy desenvolvido pela ferramenta Fuzzy System Designer dentro da plataforma LabVIEW. As entradas de controle são a temperatura de saída de ar do fan coil medida em tempo real e o ponto de ajuste da mesma temperatura (cujos valores são obtidos a partir dos dados experimentais da variação da velocidade do compressor em consonância com a variação da carga térmica). As perturbações na dinâmica do sistema foram introduzidas pela variação da carga térmica (alterando a rotação do fan coil e da bomba promovendo a mudança do set point da temperatura do ar na saída do fan coil).

Para a implementação do controle, usamos a função de associação triangular porque não há descontinuidade entre a mudança no crescimento da função e seu processamento rápido. As três funções de pertinência para a variável de entrada Temp\_ar (Temperatura de saída de ar) são: baixa (B), média (M), alta (A). O universo do discurso é definido no intervalo [10,30]. Para a variável Set point, também temos três funções de pertinência: baixa (B), media (M), alto (A) com o universo do discurso definido no intervalo [9, 30]. Para a variável de saída do Frequencia\_comp, o universo da fala é definido no intervalo de [53,150]. O diagrama básico do circuito elétrico para controle de velocidade do compressor é mostrado na Fig. 3.

As regras difusas do controlador são construídas com base nas informações do sistema de refrigeração. O mecanismo de inferência usado para fornecer a saída do controlador é o método Mamdani (Mamdani, 1973) e para a defuzzificação é usado o centro de massa ou centroide. Assim, lendo os valores das variáveis de entrada, a saída é o valor que corresponde ao centro de gravidade do nebulizador de saída. A defuzzificação consiste na média ponderada dos pontos do centroide do eixo X e das áreas calculadas.

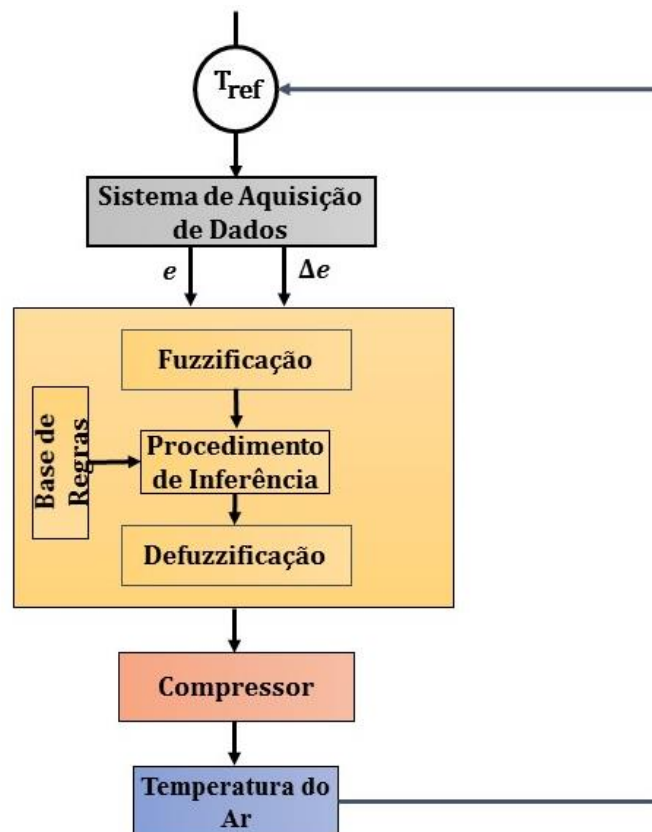


Figura 2. Diagrama de blocos do sistema de controle Fuzzy.

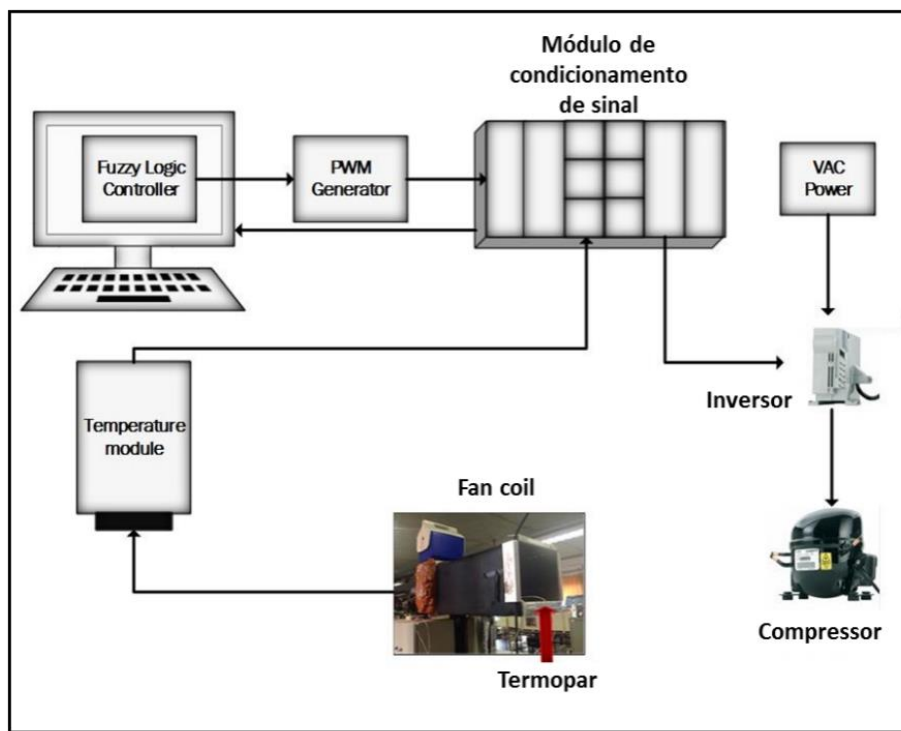


Figura 3. Configuração básica do modelo desenvolvido.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para analisar a resposta do controle, vários testes foram feitos com o equipamento de teste operando em circuito fechado até atingir o regime de estado estacionário. Nestas condições, as simulações de mudanças de carga térmica do evaporador foram aplicadas ao modelo para dois pontos de ajuste de temperatura do ar de 20°C e 17°C.

A variação da temperatura como entrada para o modelo proposto e a resposta da velocidade são mostradas na Fig. 4a. Pode ser visto que a temperatura do ar de saída da bobina é a temperatura ambiente e o set point é fixado em 20°C, portanto o controlador faz o compressor trabalhar a uma velocidade máxima de 4500 rpm (150 Hz) e manter constante por algum tempo. A energia consumida é de 165W, e o COP mostra valores altos no início como consequência do consumo de energia e da alta carga térmica.

À medida que a temperatura se aproxima da temperatura do ponto de ajuste, ocorre uma queda na rotação do compressor. Esta variação da velocidade se deve ao fato de que como o sistema mostra uma diminuição na carga térmica e se aproxima da temperatura do ponto de ajuste com o compressor ainda em operação, a variação de temperatura torna-se rápida e consequentemente a rotação diminui. Não há variação significativa na energia consumida do compressor (165 W a 155 W) trabalhando dentro da faixa de rotação de 4500 a 3000 rpm, o que significa uma diminuição abrupta do COP devido à carga térmica (503 W) no intervalo final.

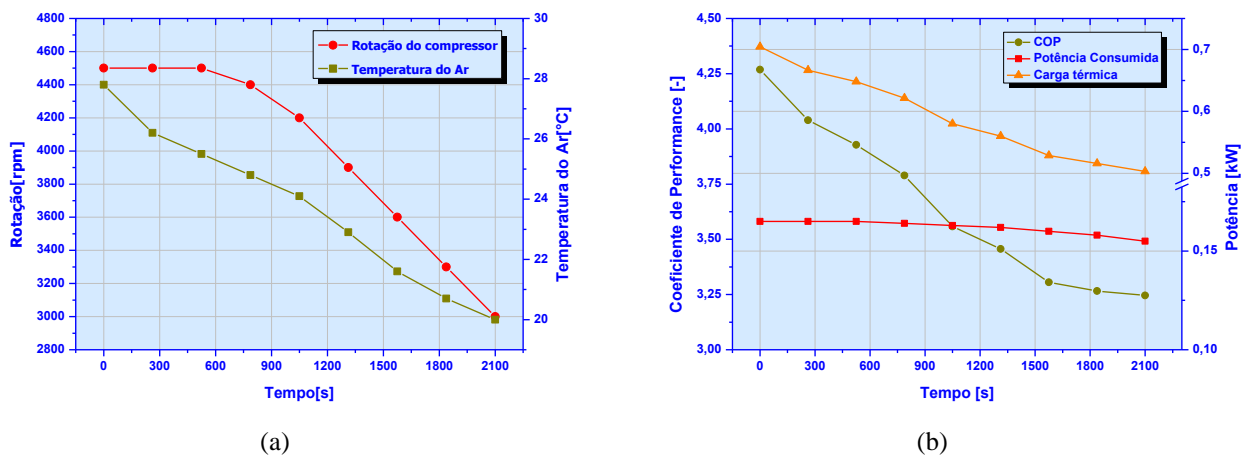


Figura 4. Comportamento das variáveis do sistema sob controle para uma temperatura de set point de 20°C: (a) rotação do compressor e temperatura do ar, (b) COP, consumo de energia e carga térmica.

A Fig. 5 mostra a resposta da velocidade do motor do compressor para uma temperatura de set point de 17°C. Neste caso, o motor funciona a toda velocidade por um longo período de tempo. A diferença entre a temperatura do ponto de ajuste e a temperatura registrada é ainda maior do que no caso anterior e, conseqüentemente, a temperatura do ponto de ajuste é alcançada após 50 minutos depois. A ação de controle envolve reduzir a velocidade do compressor para corresponder à carga térmica que está sendo desenvolvida e levar o sistema a um novo regime estável. O sistema de regras difusas permite correr a toda velocidade por muito tempo e quando a temperatura do ponto de ajuste é atingida, a velocidade se torna mínima. Quando a velocidade do compressor está no mínimo de 1602 rpm (53,4 Hz), o consumo de energia do compressor é mínimo de 75 W e, conseqüentemente, o COP atinge seu valor máximo em torno de 4,26, (Fig. 21b).

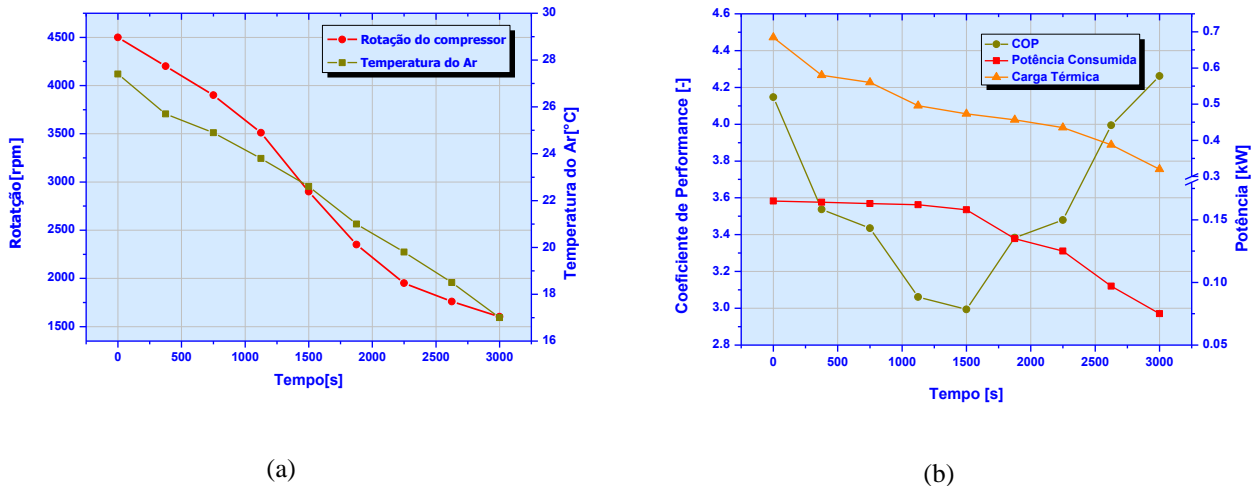


Figura 5. Comportamento das variáveis do sistema sob controle para uma temperatura de set point de 17°C: (a) rotação do compressor e temperatura do ar, (b) COP, consumo de energia e carga térmica.

A Fig. 6 mostra uma importante comparação entre o compressor on/off convencional e o modelo proposto com a lógica fuzzy. Isso permite avaliar os benefícios reais com base no consumo médio de energia, trabalhando um período de 8 horas diárias durante 30 dias.

Para o caso da temperatura nominal de 17°C, o sistema convencional consome 82,56kWh /mês de energia e o sistema proposto consome 60,96kWh/mês de energia, e quando a temperatura de set point é 20°C o sistema convencional consome 73,44kWh/mês de energia e o sistema proposto consome 42,96kWh/mês. Portanto, o consumo de energia do sistema Fuzzy proposto é muito menor que o do sistema convencional.

A Fig. 7 mostra que o sistema proposto economiza mais energia ao trabalhar em altas temperaturas de set point como 20°C. Isso se deve ao fato de que a temperatura mais alta do ponto de ajuste é mais fácil de alcançar porque está sempre mais próxima da temperatura ambiente quando o sistema é ligado, pois o compressor precisa fazer menos trabalho em comparação com o caso quando o sistema é ligado na baixa temperatura de ponto de ajuste.

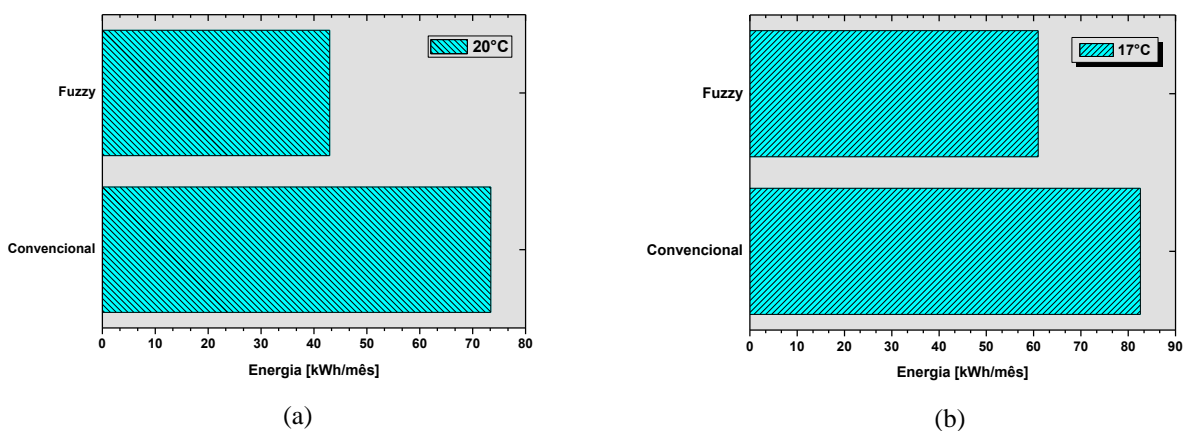


Figura 6. Comparação do consumo de energia entre o sistema convencional On/Off e o sistema de controle Fuzzy.



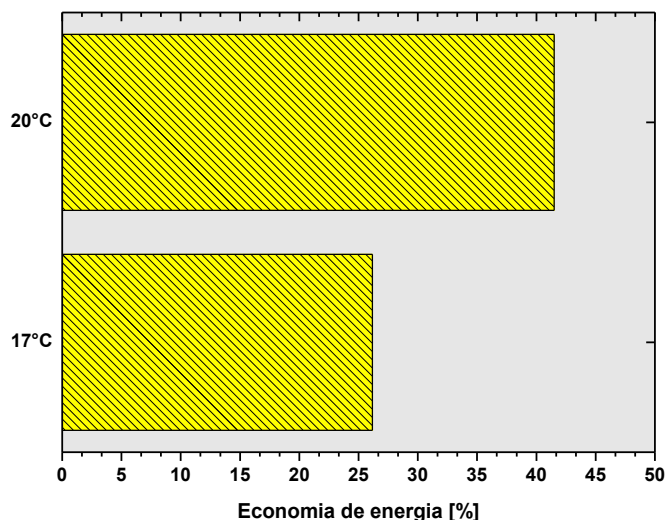


Figura 7. Comparação de economia de energia entre o sistema On/Off e o sistema de controle Fuzzy.

## 5. CONCLUSÃO

A bancada experimental do ciclo de compressão de vapor com sistema de fluidos secundário foi construída, montada, instrumentada e testada com dispositivo de expansão variável, válvula de expansão eletrônica (VEE), e compressor de velocidade variável (VVC).

A estratégia de controle implementada garantiu uma boa estabilidade ao sistema e minimizou a diferença entre a variável da temperatura e seu Set point além dos erros de frequência da velocidade do compressor a valores menores que 10 Hz para as condições de operação do sistema de refrigeração abrangendo todas as faixas de carga térmica.

Observou-se um desempenho do controlador ao manter a velocidade do compressor num nível constante próximo da velocidade de referência para determinada carga térmica e com erro mínimo satisfatório.

O fato de aplicar controle na velocidade do motor do compressor neste sistema permitiu atingir valores baixos de potência consumida, o que deu maior confiabilidade em relação ao uso do sistema convencional, pois economiza uma quantidade considerável de energia. A energia consumida pelo sistema proposto para temperaturas de set point de 17°C e 20°C é menor em 26,16% e 41,5% do que a consumida pelo sistema convencional de refrigeração On/Off.

Para uma temperatura baixa no ponto de ajuste, o consumo de energia é maior, seja um sistema de refrigeração On/Off convencional ou um sistema de refrigeração com o controle inteligente.

## 6. AUTORIZAÇÕES / RECONHECIMENTO

Os autores são responsáveis por garantir o direito de publicar todo o conteúdo de seu trabalho.

### Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio dado a esta investigação pela CAPES e o segundo autor deseja agradecer ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela Bolsa de Produtividade em Pesquisa, PQ. Os autores também gostariam de agradecer à EMBRACO e à CAREL pelas doações do compressor e a válvula de expansão eletrônica.

## 7. REFERÊNCIAS

- Aprea, C., Mastrullo, R., Renno, C. 2004b. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration* 27:639–648.
- Aprea, C., and Renno, C. 2004. An experimental analysis of a thermodynamic model of a vapour compression refrigeration plant on varying the compressor speed. *International Journal of Energy Research* 28:537–549.
- Bandarra, E., Garcia, F., Mendoza, Oscar. 2011. Application of adaptive control in a refrigeration system to improve performance. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 33(2):176-182.
- Buzelin, L. O. S., Amico, S. C., Vargas, J. V. C., Parise, J. A. R. 2005. Experimental development of an intelligent refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 28:165–175.
- Chaturvedi, S. K., Chen, D. T., Kheireddine, A., 1998. Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump. *Energy Conversion Management* 39:181–191.
- Ekren, O., Sahin, S., Isler, Y. 2010. Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic

- expansion valve. *International Journal of Refrigeration* 33(6):1161–1168.
- ISO 917: Testing of refrigerant compressors. 2ed. Genève, 1989. 31 p.
- Haberschill, P., Gay, L., Aubouin, P., Lallemand, M. 2002. Performance prediction of a refrigerating machine using R-407C: The effect of the circulating composition on system performance. *International Journal of Energy Research* 26:1295–1311.
- Kizilkan, O. 2011. Thermodynamic analysis of variable speed refrigeration system using artificial neural networks. *Expert Systems with Applications* 38:11686–11692.
- Kolokotsa, D., Tsiavos, D., Stavrakakis, G.S, Kalaitzakis, K., Antonidakis, E. 2001. Advanced fuzzy logic controllers design and evaluation for buildings occupants thermal-visual comfort and indoor air quality satisfaction. *Energy and Buildings* 33( 6): 531-543.
- Koury, R. N. N., Machado, L., Ismail, K. A. R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 24:192–200.
- Lago, T.G.S. 2016. Estudo Experimental e Controle de um Sistema de Refrigeração com Compressor de Velocidade Variável e Válvula de Expansão Eletrônica, Master Thesis, State University of Campinas, UNICAMP, Brazil.
- Li, Y.; Liu, M. and Lau, J. 2015. Development of a variable speed compressor power model for single stage packaged dx roof top units. *Applied Thermal Engineering* 78:110–117.
- Mamdani, E. H. 1973. Applications of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant. *Proc. IEEE* 121(12):1585-1588.
- Park, K. J., and Jung, D. 2007. Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. *Energy and Buildings* 39:675–680.
- Sarntichartsak, P., Monyakul, V., Thepa, S., Nathakaranakule, A. 2006. Simulation and experimental evaluation of the effects of oil circulation in an inverter air conditioning system using R-22 and R-407C. *Applied Thermal Engineering* 26(14-15):1481-1491.
- Tassou, S. A. and Quereshi, T. Q. 1998. Comparative Performance Evaluation of Positive Displacement Compressors in Variable-Speed Refrigeration Applications. *International Journal of Refrigeration* 21(1):29-41.
- Yan, G., Jia, Q., Bai, T., 2016. Experimental investigation on vapor injection heat pump with a newly designed twin rotary variable speed compressor for cold regions. *International Journal of Refrigeration* 62:232-241.
- Zendehboudi, A., Li, X., Wang, B. 2017. Utilization of ANN and ANFIS models to predict variable speed scroll compressor with vapor injection. *International Journal of Refrigeration* 74:475-487.

#### DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF A MODEL WITH FUZZY LOGIC FOR REFRIGERATION COMPRESSOR SPEED CONTROL

**Abstract.** *The present article aims to implement speed control of a variable speed compressor in a steam compression refrigeration system, especially in view of energy savings and improved system performance. The experimental workbench is endowed with two subunits. The main system consists of forced air condenser unit, evaporator, hermetic compressor and expansion elements (thermostatic expansion valve and electronic expansion valve), and the secondary unit has a pump for the circulation of the secondary fluid (ethyl alcohol), and an air coil heat exchanger (fan coil). In the first moment, the analysis and planning of the experimental data are carried out using the data of the manufacturer of each component of the system to identify the optimum points of work of the system. Then, the fuzzy logic was applied to control the rotation frequency of the compressor as a form of control strategy, obtaining better energy efficiency and cooling system performance. The compressor speed control is done using a fuzzy controller developed by the Fuzzy System Designer tool inside the Lab-VIEW platform. The results show that the use of Fuzzy logic to control the speed of the compressor saves a considerable amount of energy compared to that consumed by the conventional cooling system On / Off.*

**Keywords:** Variable Speed Compressor, Fuzzy Logic, Performance Coefficient, Efficiency