

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAL OPERADO COM R22 E O HIDROCARBONETO R1270

Experimental analysis of a commercial refrigeration system operated with R22 and the hydrocarbon R1270

Arthur Heleno Pontes Antunes¹, Enio Pedone Bandarra Filho² e Oscar Saul Hernandez Mendoza³

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica
Avenida João Naves de Ávila, 2121 Campus Santa Mônica, FEMEC
CEP: 38400-902, Uberlândia, MG

¹arthur.h.p.antunes@gmail.com

²bandarra@mecanica.ufu.br

³oscarshm5@gmail.com

RESUMO

Este trabalho contribuiu com o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos halogenados por refrigerantes naturais e, assim, reduzir os danos causados ao meio ambiente. Primeiramente, tornou-se necessário conhecer os limites de operação de um sistema de refrigeração, que representa um sistema de condicionamento de ar com capacidade frigorífica máxima de 17,5 kW (5 TR). Paralela e conjuntamente ao objetivo principal, estratégias de instrumentação e controle foram adotadas, o que possibilitou estender o foco da pesquisa sobre outro tema, economia de energia elétrica em sistemas de refrigeração. A bancada experimental foi submetida a três configurações distintas para a realização dos testes. A primeira delas retratou um sistema de refrigeração convencional, composto basicamente por um compressor alternativo operando a frequência nominal, dois trocadores de calor de tubos concêntricos, uma válvula de expansão termostática (VET) e o fluido R22 como refrigerante. Para o segundo caso, a velocidade do compressor foi comandada por um variador de frequência e uma válvula de expansão eletrônica substituiu a VET, sendo que os demais parâmetros foram mantidos. A terceira configuração do sistema foi exatamente igual à segunda, porém utilizou-se R1270 (propileno) com fluido de trabalho. Os resultados experimentais mostraram que a operação do sistema em frequências inferiores a 60 Hz e a aplicação de um controlador PID no mecanismo de expansão permitiu o melhoramento no COP dos sistemas automatizados em comparação ao COP do sistema convencional, que utilizou um controlador liga-desliga. Consequentemente, a automatização do sistema convencional proporcionou uma redução de 35% no consumo médio mensal de energia elétrica. A substituição do R22 pelo R1270 elevou ainda mais os valores do COP e reduziu os danos ambientais, calculados com base no impacto total de aquecimento equivalente (TEWI). Comprovou-se que para esta aplicação específica, a automatização e a substituição do fluido tradicional por um hidrocarboneto reduzem em até 39% os danos ao meio ambiente.

Palavras-chave: refrigeração, ar condicionado, controle, R22 e R1270.

ABSTRACT

This work contributed to the knowledge on the study to replace halogenated fluids by natural refrigerants reducing the damage to the environment. Primarily, it was important to know the operation limits of the experimental facility, with maximum refrigerating capacity of 17.5 kW. At the same time to the first objective, instrumentation and control strategies were adopted, allowing extending the focus of this research such as the energy savings. The experimental facility has been submitted at three different configurations: the first one depicted a conventional refrigeration system that, basically, consists of a reciprocating compressor working at nominal frequency, two concentric tubes heat exchanger, a thermostatic expansion valve (TEV) and R22 as work fluid; in the second case, the compressor speed was controlled by an inverter frequency drive and an electronic expansion valve replaced the TEV; and finally it was proposed a third system configuration, exactly to the second one, in which was used R1270 (propylene) as the working fluid. The experimental results showed that the system operating at frequencies below 60 Hz and the implementation of a PID controller in the expansion device enabled the improvement in the COP of the automated system compared to the COP of the conventional system, which used an on-off controller. Consequently, the automation of the conventional system reduced by 35% the average monthly energy consumption. The replacement of R22 by R1270 increased even more the values of the COP and reduced the environmental damage, calculated by the total equivalent warming impact (TEWI). It was showed that the automation and the replacement of a traditional fluid by a hydrocarbon decrease up to 39% the damage to the environment for this specific application.

Keywords: refrigeration, air conditioning, control, R22 and R1270.

1 INTRODUÇÃO

Desde a criação do ciclo de compressão de vapor, a evolução da indústria de refrigeração e ar-condicionado está diretamente ligada ao desenvolvimento de fluidos

refrigerantes que atendam às diversas aplicações na sociedade.

Em princípio, o fluido refrigerante deve possuir um conjunto complexo de características necessárias para realizar o processo de troca de calor da forma mais

eficiente possível dentro de um ciclo termodinâmico. Atualmente, as substâncias halogenadas respondem a estas necessidades e são empregadas mundialmente com sucesso no setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração (*heating, ventilation, air conditioning and refrigeration* – HVACR).

Nas últimas décadas muito se discutiu a questão da degradação do meio ambiente global. A emissão de fluidos refrigerantes ou de CO₂ decorrente do uso de sistemas de HVACR está relacionada, principalmente, mas não exclusivamente, com duas questões ambientais globais: destruição da camada de ozônio e aquecimento global. E, a partir de então, os protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997) buscam através de várias medidas a redução na emissão destes gases. Entre os gases que agridem o meio ambiente, destacam-se os fluidos refrigerantes convencionais (CFC, HCFC e HFC). Portanto, existe a necessidade quase imediata da substituição destes refrigerantes por fluidos alternativos.

Os hidrocarbonetos, concomitante com a água, amônia e dióxido de carbono são refrigerantes que atendem o requisito de potencial zero de destruição de ozônio (*ozone depletion potential* – ODP) e também possuem potencial de aquecimento global (*global warming potential* – GWP) muito baixo. Além disso, estes refrigerantes naturais são substâncias encontradas abundantemente na natureza, o que coopera para a sua competitividade no mercado global.

Peixoto (2007) retratou o cenário internacional e nacional quanto ao uso dos HC no setor HVACR. Quanto à refrigeração comercial (unidades compactas, unidades condensadoras e sistemas centralizados) os países europeus, restritos a cargas reduzidas de refrigerante pelas normas de segurança européias, utilizam R600a, R290 e misturas de HC em expositores e equipamentos comerciais compactos de pequeno porte. Amônia e HC como refrigerantes primários em sistemas indiretos (incluindo R1270 e R290) estão sendo implantados e operando em vários países europeus. No que diz respeito à refrigeração industrial, utiliza-se R1270, R290 e misturas R290/R600a, pois todos estes fluidos apresentam condições de saturação (pressão e temperatura) muito semelhantes àquelas obtidas pelos R22 e R502.

Colbourne e Suen (2000) mostraram as vantagens ao se utilizar HCs em relação ao uso de fluidos refrigerantes fluorados. A utilização dos HC representaram melhorias de desempenho na ordem de 6,0% para aplicações de refrigeração doméstica, 15,0% para aplicações de refrigeração comercial, 8,8% de ar condicionado e 9,6% para bombas de calor.

Park e Jung (2007) analisaram o desempenho térmico de dois refrigerantes hidrocarbonetos (R290 e R1270) em tentativa de substituir o R22. Utilizaram uma bancada que retratava um sistema ar condicionado/bomba de calor de 3,5 kW de capacidade. Os resultados dos testes mostraram que os coeficientes de eficácia dos refrigerantes hidrocarbonetos foram até 11,5% maiores que do R22 em todas as condições.

Corberán *et al.* (2008) resumiram em seu trabalho as principais normas de segurança adotadas quanto ao uso de refrigerantes hidrocarbonetos. A maioria das normas

compreende a seguinte série de tópicos: classificação do tipo de refrigerante (toxicidade e inflamabilidade); locais autorizados; quantidades máximas de refrigerante; requisitos de construção para o sistema mecânico e recursos externos associados com a instalação (como ventilação e de detecção de HC).

Os equipamentos de refrigeração contribuem com o aquecimento global de duas maneiras, direta e indireta. Em caso de vazamento de refrigerante para a atmosfera, o aquecimento global é diretamente proporcional ao GWP de cada refrigerante. Quando o dióxido de carbono é emitido após a queima de combustíveis fósseis para gerar energia elétrica e promover o trabalho necessário ao funcionamento de compressores, o aquecimento global é indireto e depende do consumo de energia elétrica.

A economia de energia está diretamente relacionada ao desempenho de cada equipamento constituinte do sistema. A queda de rendimento das diferentes configurações de ar condicionado devido às perdas do ciclo à modulação liga-desliga foram abordadas por Nguyen *et al.* (1982) que concluíram que o funcionamento intermitente do sistema causa vários inconvenientes, como por exemplo, a elevada quantidade de energia consumida para acionar o compressor e manter a temperatura de evaporação desejada. A utilização racional da energia elétrica aliada às técnicas de controle condiciona estes sistemas de refrigeração automatizados a trabalharem de forma contínua por várias horas de forma inteligente.

A válvula de expansão eletrônica apresenta o rendimento superior aos dispositivos convencionais de expansão conforme estudos de sistemas de refrigeração (SCHMIDT, 1999).

Pöttker (2006) considerou o efeito do grau de abertura do dispositivo de expansão, a rotação do compressor e da carga de refrigerante de forma conjunta. Testes comparativos mostraram que sistemas montados com compressor de rotação variável (CRV) e VEE são sempre mais eficientes do que sistemas com CRV e dispositivo de expansão de restrição constante e do que sistemas com compressor de rotação fixa e VEE.

Garcia (2010) que tratou do uso de controladores fuzzy em um sistema de refrigeração por compressão a vapor utilizando R22 como fluido de trabalho. Os resultados evidenciaram um ótimo desempenho do sistema de refrigeração, o que representou economias de até 20% no consumo de energia elétrica.

Este trabalho pretende contribuir com o conhecimento acerca da necessidade de substituir os fluidos halogenados por refrigerantes naturais. A idéia foi utilizar o refrigerante R22, como fluido de trabalho, e posteriormente, substituí-lo pelo R1270.

Paralelamente ao objetivo principal optou-se por quantificar a energia elétrica consumida por um sistema de refrigeração convencional e compará-la a energia consumida por um sistema automatizado.

Para tanto, foi necessário o planejamento de três projetos de experimentos, ou seja, três configurações distintas da bancada experimental (sistema convencional com R22, sistema automatizado com R22 e sistema automatizado com R1270) para comprovar que a

automatização de um sistema de refrigeração comercial resultaria em valores de COP superiores e que o R1270 poderia substituir o R22.

2 METODOLOGIA

Inicialmente, o sistema de condicionamento de ar foi submetido a planejamentos experimentais a fim de analisar a importância de cada parâmetro no comportamento global do sistema.

2.1 Bancada Experimental

Os equipamentos que compõem a bancada experimental são, basicamente, um compressor alternativo, dois trocadores de calor de tubos concêntricos e duas válvulas de expansão, além de filtros secadores e instrumentação adequada. A Figura 1 ilustra de forma esquemática a bancada experimental.

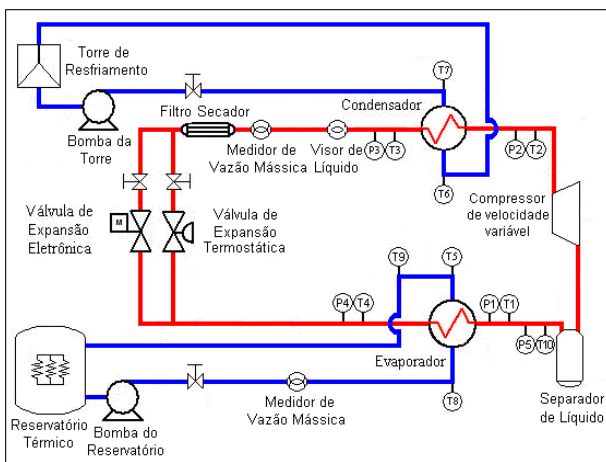


Figura 1: Representação esquemática da bancada experimental.

A instalação dos dois mecanismos de expansão foi realizada com a intenção de utilizar cada válvula separadamente durante cada ensaio. Para as medidas de temperatura e pressão foram utilizados sensores de temperatura do tipo RTD PT-100 e transdutores de pressão piezo-resistivos, sendo a aquisição de dados, realizada a partir de uma placa eletrônica com sinal de saída analógico. Um medidor de vazão tipo Coriolis foi utilizado para avaliar a vazão de refrigerante no circuito principal. Os sinais analógicos de temperatura, pressão e vazão foram convertidos em digitais através do CLP. Os dados foram monitorados e gerenciados através de uma interface criada com o *software* LABVIEW. O fluido secundário (água de alimentação do condensador) circula por uma torre de resfriamento. Por outro lado, a alimentação do evaporador é realizada por intermédio de um reservatório de armazenamento térmico que simula uma carga térmica por meio de uma resistência elétrica, com a função de manter a temperatura estável desejada na água de entrada do evaporador. A resistência elétrica possui uma potência de 21 kW e é comandada por um controlador proporcional, programado no CLP. Um inversor de frequência também foi instalado e tem como função principal controlar a

velocidade de rotação do compressor de acordo com a necessidade do sistema.

2.2 Planejamento Experimental

A metodologia utilizada neste trabalho foi a MSR (metodologia de superfície de resposta). Segundo Calado e Montgomery (2003) usam-se superfícies de resposta quando as variáveis de resposta são influenciadas por muitas variáveis independentes e o objetivo é aperfeiçoar essas respostas.

O fluxograma da Figura 2 ilustra o procedimento utilizado durante o planejamento dos ensaios.

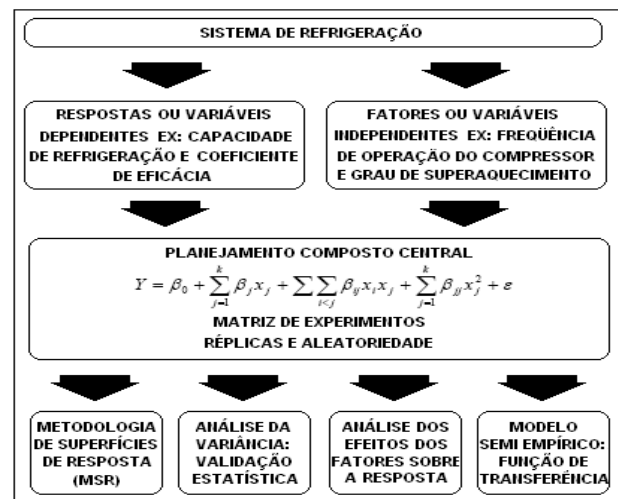


Figura 2: Procedimento utilizado durante o planejamento experimental.

O primeiro planejamento experimental foi baseado na análise do COP. A intenção foi retornar as condições ótimas de operação do sistema convencional. O segundo, desenvolvido para o sistema automatizado, teve por objetivo explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor e o efeito dos distintos graus de superaquecimento. O terceiro projeto foi criado com o intuito de provar que o sistema com R1270 opera de forma semelhante aos sistemas com R22.

3 RESULTADOS

A fase de operação da bancada experimental seguiu uma série de passos, levando-se em consideração aspectos elétricos e termodinâmicos, prevenindo danos aos componentes da bancada. Os três projetos de experimentos (um para cada configuração da bancada) resultaram em 51 ensaios, realizados em regime permanente.

Em complemento, realizou-se uma análise comparativa entre o funcionamento do sistema convencional com R22, do sistema automatizado com R22 e do sistema automatizado com R1270, ambos em regime transiente, com o objetivo de visualizar o comportamento de diversos parâmetros do sistema frente aos dois tipos de controle adotados (liga-desliga e PID).

3.1 Análise do Sistema Convencional

O primeiro planejamento experimental teve como objetivo explorar os limites de funcionamento e estipular as condições ótimas de operação da bancada experimental. Por meio do *software* STATISTICA, desenvolveu-se um planejamento composto central a três fatores: a vazão mássica de água que circula pelo evaporador, a temperatura da água que entra no evaporador e a carga de refrigerante R22. Foram planejados 19 testes e os níveis dos fatores foram adotados, como apresentado na Tabela 1.

Tabela 1: Valores dos níveis da vazão de água que circula pelo evaporador, da temperatura da água que entra no evaporador e da carga de R22 para o primeiro planejamento.

| Fatores do planejamento | | |
|-------------------------|----------|----------|
| \dot{m}_A [kg/s] | | |
| Inferior | Inferior | Inferior |
| 0,25 | 0,25 | 0,25 |
| $T_{A,ENTRADA,EV}$ [°C] | | |
| Inferior | Inferior | Inferior |
| 25,0 | 25,0 | 25,0 |
| m_{R22} [kg] | | |
| Inferior | Inferior | Inferior |
| 1,60 | 1,60 | 1,60 |

O correto funcionamento de qualquer sistema de refrigeração operando segundo o ciclo de compressão de vapor exige que alguns parâmetros termodinâmicos sejam supervisionados, entre eles encontram-se as temperaturas de evaporação e condensação, o grau do superaquecimento (medido na seção de instalação do bulbo sensível da VET, logo após a saída do evaporador) e o grau de sub-resfriamento. Todas estas respostas do sistema devem obedecer aos limites mostrados na Tabela 2, todos indicados pelo fabricante do compressor para que o funcionamento da bancada reflita as condições normais do sistema de refrigeração, operando na faixa de operação de um sistema de condicionamento de ar.

Tabela 2: Valores dos limites das temperaturas de evaporação e condensação, do grau do superaquecimento e do grau de sub-resfriamento para condicionamento de ar.

| Parâmetros limitantes | | | | | | | |
|-----------------------|-----|---------------|------|----------------------|------|----------------------|------|
| T_{EV} [°C] | | T_{CD} [°C] | | ΔT_{SA} [°C] | | ΔT_{SR} [°C] | |
| Inf | Sup | Inf | Sup | Inf | Sup | Inf | Sup |
| 0,0 | 5,0 | 30,0 | 45,0 | 6,0 | 12,0 | 3,0 | 10,0 |

As faixas de temperaturas de saturação nos trocadores de calor são consideradas as ideais para conforto térmico de pessoas. Temperaturas de evaporação inferiores aos limites acima são empregadas para conservação de produtos, sejam resfriados ou congelados.

A Tabela 3 representa um resumo dos principais resultados referentes ao comportamento do sistema de refrigeração convencional segundo a variação dos três fatores do primeiro planejamento experimental. O compressor operou em cada um dos 19 testes à uma frequência de 60 Hz, o que resultou em um único valor de potência consumida, 3,14 kW, durante esta primeira bateria de ensaios.

Tabela 3: Valores de entradas do sistema (fatores: vazão mássica de água que circula pelo evaporador, temperatura da água que entra no evaporador e carga de refrigerante R22) e valores das saídas do sistema (respostas) para o primeiro planejamento experimental – Sistema convencional com R22.

| Testes | Fatores | | | Respostas | | |
|--------|-------------|--------------|-----------|-----------------|----------------|------|
| | \dot{m}_A | $T_{A,E,EV}$ | m_{R22} | ΔT_{SA} | \dot{Q}_{EV} | COP |
| | [kg/s] | [°C] | [kg] | [°C] | [kW] | [-] |
| 6 | 0,35 | 25,0 | 2,00 | 6,3 | 8,80 | 2,80 |
| 9 | 0,22 | 27,0 | 1,80 | 5,4 | 7,71 | 2,45 |
| 14 | 0,30 | 27,0 | 2,14 | 6,3 | 8,73 | 2,76 |
| 4 | 0,25 | 29,0 | 2,00 | 7,1 | 8,62 | 2,74 |
| 10 | 0,38 | 27,0 | 1,80 | 6,6 | 8,86 | 2,82 |
| 7 | 0,35 | 29,0 | 1,60 | 6,7 | 3,48 | 1,12 |
| 16 | 0,30 | 27,0 | 1,80 | 6,3 | 8,45 | 2,69 |
| 3 | 0,25 | 29,0 | 1,60 | 6,6 | 3,29 | 1,06 |
| 13 | 0,30 | 27,0 | 1,46 | 8,8 | 3,47 | 1,10 |
| 18 | 0,30 | 27,0 | 1,80 | 6,6 | 8,38 | 2,67 |
| 15 | 0,30 | 27,0 | 1,80 | 6,4 | 8,35 | 2,65 |
| 17 | 0,30 | 27,0 | 1,80 | 6,6 | 8,51 | 2,71 |
| 1 | 0,25 | 25,0 | 1,60 | 6,6 | 3,79 | 1,22 |
| 5 | 0,35 | 25,0 | 1,60 | 6,7 | 3,62 | 1,17 |
| 2 | 0,25 | 25,0 | 2,00 | 6,8 | 7,95 | 2,53 |
| 12 | 0,30 | 30,4 | 1,80 | 6,7 | 8,50 | 2,70 |
| 8 | 0,35 | 29,0 | 2,00 | 7,5 | 9,05 | 2,92 |
| 11 | 0,30 | 23,5 | 1,80 | 6,5 | 8,03 | 2,55 |
| 19 | 0,30 | 27,0 | 1,80 | 6,8 | 8,38 | 2,66 |

É interessante observar que o COP é extremamente sensível às mudanças da massa de refrigerante. O circuito frigorífico (Figura 1) não conta com um tanque de líquido após o condensador (alta pressão), logo, o efeito da carga de refrigerante no desempenho do sistema pode ser comprovado. Nota-se que o valor mínimo deste fator (1,4 kg) corresponde a 1,1 de COP. Conforme se aumenta a carga de R22 para 2,0 kg, o COP chega a um máximo de 2,9. E acima de 2,0 kg de fluido, a capacidade de evaporação começa a cair e tem-se início à queda do COP. Após a realização dos testes segundo a metodologia estatística do planejamento composto central, uma equação quadrática referente ao comportamento da resposta (COP) em função dos três fatores foi gerada, possibilitando aperfeiçoar esta resposta. A Tabela 4 traz os pontos críticos, que são as raízes da equação quadrática (modelo semiempírico) os quais retornam à resposta seu ponto de máximo, ou seja, 3,1 para o COP.

Os valores dos três fatores referentes ao teste 8 (destacados na Tabela 3) foram aqueles que melhor influenciaram o COP do sistema convencional com R22. Assim, os valores dos fatores do teste 8 foram adotados para a realização do segundo planejamento experimental.

Tabela 4: Valores mínimos, críticos e máximos observados para os fatores referentes ao COP do sistema convencional com R22.

| Fatores | Mínimo | Crítico | Máximo |
|-------------------------|--------|---------|--------|
| \dot{m}_A [kg/s] | 0,21 | 0,34 | 0,38 |
| $T_{A,ENTRADA,EV}$ [°C] | 23,6 | 28,2 | 30,4 |
| m_{R22} [kg] | 1,46 | 2,00 | 2,13 |

Os pontos críticos são as raízes da equação quadrática (modelo semi-empírico) os quais retornam à resposta seu ponto de máximo, ou seja, 3,1 para o COP.

Os valores dos três fatores referentes ao teste 8 (destacados na Tabela 3) foram aqueles que melhor influenciaram o COP do sistema convencional com R22. Assim, os valores dos fatores do teste 8 foram adotados para a realização do segundo planejamento experimental.

3.2 Análise do Sistema Automatizado com R22

O segundo planejamento teve como objetivo explorar toda a faixa de frequência de operação e variar os valores do grau de superaquecimento. Foram planejados 13 ensaios segundo os níveis dos fatores da Tabela 5.

Tabela 5: Valores dos níveis da frequência de operação e do grau de superaquecimento do refrigerante após o evaporador para o segundo planejamento experimental.

| Fatores do planejamento | | |
|-------------------------|---------|----------|
| F_{CP} [Hz] | | |
| Inferior | Central | Superior |
| 40,0 | 50,0 | 60,0 |
| ΔT_{SA} [°C] | | |
| Inferior | Central | Superior |
| 5,0 | 10,0 | 15,0 |

A Tabela 6 mostra os resultados referentes ao comportamento do sistema de refrigeração automatizado com R22 segundo a variação dos dois fatores do segundo planejamento experimental.

Tabela 6: Valores de entradas do sistema (fatores: frequência de operação do compressor e grau de superaquecimento) e valores das saídas do sistema (respostas) para o segundo planejamento experimental – Sistema automatizado com R22.

| Testes | Fatores | | Respostas | | |
|--------|------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|------------|
| | F_{CP} [Hz] | ΔT_{SA} [°C] | \dot{Q}_{EV} [kW] | \dot{W}_{CP} [kW] | COP [-] |
| 11 | 50,0 | 10,0 | 8,75 | 2,29 | 3,82 |
| 12 | 50,0 | 10,0 | 8,81 | 2,27 | 3,88 |
| 5 | 50,0 | 2,9 | 10,07 | 2,29 | 4,40 |
| 3 | 40,0 | 15,0 | 7,22 | 1,78 | 4,05 |
| 4 | 60,0 | 15,0 | 9,11 | 3,10 | 2,94 |
| 1 | 40,0 | 5,0 | 10,26 | 1,78 | 5,77 |
| 10 | 50,0 | 10,0 | 8,97 | 2,29 | 3,92 |
| 7 | 35,8 | 10,0 | 7,08 | 1,66 | 4,27 |
| 9 | 50,0 | 10,0 | 8,81 | 2,29 | 3,85 |
| 2 | 60,0 | 5,0 | 10,29 | 3,10 | 3,32 |
| 13 | 50,0 | 10,0 | 8,81 | 2,27 | 3,88 |
| 8 | 64,1 | 10,0 | 8,78 | 3,56 | 2,47 |
| 6 | 50,0 | 17,1 | 7,21 | 2,29 | 3,15 |

A principal conclusão refere-se à flexibilidade de operação do sistema. A partir das condições de entrada da água e da massa de R22 fixas, diferentes capacidades e COP foram alcançados apenas devido à variação do grau de superaquecimento e da frequência de operação do compressor. Estas condições se mostraram ideais para uma aplicação onde a carga térmica seja variável durante o período de funcionamento do sistema.

3.3 Análise do Sistema Automatizado com R1270

O terceiro planejamento teve como objetivo explorar toda a faixa de frequência de operação do compressor, variar o grau de superaquecimento e descobrir a carga ideal de R1270 para que o sistema operasse de forma flexível. Realizou-se 16 testes planejados conforme os níveis dos fatores da Tabela 7.

Tabela 7: Valores dos níveis da frequência de operação do compressor, do grau de superaquecimento e da carga de refrigerante R1270 para o terceiro planejamento.

| Fatores do planejamento | | |
|-------------------------|---------|----------|
| F_{CP} [Hz] | | |
| Inferior | Central | Superior |
| 40,0 | 50,0 | 60,0 |
| ΔT_{SA} [°C] | | |
| Inferior | Central | Superior |
| 5,0 | 10,0 | 15,0 |
| m_{R1270} [kg] | | |
| Inferior | Central | Superior |
| 0,7 | 1,0 | 1,3 |

Durante a realização desta terceira bateria de ensaios, uma série de procedimentos foi adotado para garantir a segurança dos equipamentos e das pessoas envolvidas, devido à elevada inflamabilidade do R1270. Considerou-se, nesta etapa, a norma europeia EN 378 de 2000 para calcular a carga admissível (1,3 kg), a ventilação mecânica (20 renovações por hora) e outros fatores de segurança.

A questão da compatibilidade entre refrigerante e óleo lubrificante também foi considerada. Utilizou-se em todos os três planejamentos de experimentos (R22 e R1270) o óleo mineral Capella ISO 68 – TEXACO.

A Tabela 8 mostra os resultados referentes aos testes realizados segundo a terceira configuração da bancada experimental, na qual se fez o uso do refrigerante R1270.

Os testes com carga reduzida de refrigerante (0,5 kg e 0,7 kg) não foram significativos, uma vez que o sistema operou em condições de evaporador precariamente alimentado.

Tabela 8: Valores de entradas do sistema (fatores: frequência de operação do compressor, grau de superaquecimento e carga de refrigerante R1270) e valores das saídas do sistema (respostas) para o terceiro planejamento experimental – Sistema automatizado com R1270.

| Testes | Fatores | | | Respostas | | |
|--------|------------------|-------------------------|---------------------|------------------------|------------------------|------------|
| | F_{CP} [Hz] | ΔT_{SA} [°C] | m_{R1270} [kg] | \dot{Q}_{EV} [kW] | \dot{W}_{CP} [kW] | COP [-] |
| 13 | 50,0 | 10,0 | 0,50 | 5,29 | 2,28 | 2,32 |
| 4 | 40,0 | 15,0 | 1,30 | 7,14 | 1,79 | 3,99 |
| 3 | 40,0 | 15,0 | 0,70 | 5,50 | 1,78 | 3,09 |
| 15 | 50,0 | 10,0 | 1,00 | 9,40 | 2,26 | 4,16 |
| 7 | 60,0 | 15,0 | 0,70 | 7,28 | 3,19 | 2,28 |
| 2 | 40,0 | 5,0 | 1,30 | 9,21 | 1,78 | 5,18 |
| 1 | 40,0 | 5,0 | 0,70 | 6,97 | 1,76 | 3,96 |
| 5 | 60,0 | 5,0 | 0,70 | 7,30 | 3,08 | 2,37 |
| 16 | 50,0 | 10,0 | 1,00 | 9,87 | 2,25 | 4,39 |
| 18 | 50,0 | 10,0 | 1,00 | 9,43 | 2,25 | 4,19 |
| 19 | 50,0 | 10,0 | 1,00 | 9,71 | 2,27 | 4,28 |
| 17 | 50,0 | 10,0 | 1,00 | 9,63 | 2,25 | 4,28 |
| 11 | 50,0 | 10,0 | 1,00 | 9,24 | 2,25 | 4,11 |
| 8 | 60,0 | 15,0 | 1,30 | 9,46 | 3,07 | 3,08 |
| 10 | 66,2 | 10,0 | 1,00 | 10,4 | 3,51 | 2,99 |
| 14 | 50,0 | 10,0 | 1,50 | 9,72 | 2,26 | 4,30 |
| 6 | 60,0 | 5,0 | 1,30 | 11,1 | 3,05 | 3,61 |
| 9 | 33,8 | 10,0 | 1,00 | 8,43 | 1,64 | 5,14 |
| 12 | 50,0 | 18,4 | 1,00 | 7,35 | 2,25 | 3,27 |

Pôde-se comprovar visualmente a presença de bolhas na entrada da VEE durante a realização do teste de número 13, o qual foi realizado na condição mínima de carga de R1270 (0,5 kg). Neste mesmo teste, a VEE foi totalmente aberta e mesmo assim o sistema não atingiu o valor pré-definido para o grau de superaquecimento, o valor deste fator deveria ser de aproximadamente 10,0 °C, entretanto alcançou o valor de 29,0 °C, resultando numa capacidade de refrigeração reduzida (5,3 kW). O fato de a VEE ter permanecido totalmente aberta significa que (mesmo totalmente aberta) não tinha condições de satisfazer a demanda de refrigerante líquido para a carga térmica correspondente e o superaquecimento desejado.

Os testes realizados com 0,7 kg de R1270 apresentaram melhorias na capacidade de refrigeração. O sistema operou a pressões semelhantes ao sistema automatizado com R22. As bolhas ainda puderam ser observadas através do visor instalado após o condensador, este fato reduz a capacidade de troca de calor no evaporador, pois o fluido refrigerante passa pela VEE com título maior que zero. O grau mínimo de superaquecimento alcançado foi de 9,3 °C, situação na qual a VEE permaneceu totalmente aberta.

Entre os testes realizados com 1,3 kg, pode-se destacar o teste número 6, o qual apresentou a maior capacidade de refrigeração (11,0 kW), porém o compressor operou a 60 Hz e alcançou um COP de 3,6. O teste número 2, apresentou o maior valor de COP, 5,2, e capacidade de 9,2 kW, pois operou a 40 Hz e 5,0 °C de superaquecimento.

Os pontos centrais do planejamento composto central geraram os melhores resultados. A capacidade de refrigeração e o COP apresentaram valores médios de 9,6 kW e 4,3, respectivamente.

O teste número 14 apresentou resultados semelhantes aos ensaios centrais, porém foi realizado com carga de 1,5 kg de R1270.

A principal desvantagem em operar-se o sistema a 1,5 kg, ou mesmo 1,3 kg, está relacionada às elevadas pressões de descarga, as quais contribuem para elevados valores do grau de sub-resfriamento. Este fator apresentou o valor máximo de 25,8 °C durante o ensaio de número 14.

Após a realização deste último planejamento experimental, pôde-se observar que o COP foi extremamente sensível às variações dos três fatores e que o R1270 pode substituir o R22 nesse sistema de refrigeração, trabalhando na faixa de operação de um sistema de condicionamento de ar.

3.4 Análise dos Sistemas em Regime Transiente

A análise do sistema de refrigeração em regime permanente teve como parâmetro de controle o grau de superaquecimento, fator o qual garantiu o bom funcionamento tanto do sistema convencional com R22, como dos sistemas automatizados. Entretanto, quando se trabalha em regime transiente, a idéia é criar uma situação semelhante à operação diária do equipamento. Para tanto, com a intenção de caracterizar o comportamento de um sistema de condicionamento de ar operando durante o verão, foi realizado o controle de mais um parâmetro, com a intenção de se trabalhar sob condições onde o sistema estivesse perturbado, este segundo parâmetro foi a temperatura da água na saída do evaporador.

Os sistemas de controle tiveram como objetivo manter a temperatura da água de saída do evaporador fixa em 22,0 °C. A temperatura da água de entrada do evaporador foi mantida sempre em 29,0 °C e a vazão mássica circulante neste trocador também foi fixa em 0,35 kg/s para todas as situações de teste.

O sistema convencional com R22 trabalhou em 60 Hz e utilizou dois quilogramas de carga de R22, os valores destes dois parâmetros e da condição da água no evaporador, citados acima, foram escolhidos com base no

teste de número 8 do primeiro planejamento experimental, ou seja, as condições retrataram o ponto ótimo de operação convencional. Para efeito comparativo, partiu-se da idéia que os sistemas automatizados deveriam alcançar no mínimo a mesma capacidade de refrigeração do sistema convencional com R22 (9,0 kW).

Assim, as condições de operação do sistema automatizado com R22 seguiram o ensaio de número 1 do segundo planejamento experimental, condição de COP máximo, onde o grau de superaquecimento manteve-se em aproximadamente 5,0 °C, a carga de R22 foi de dois quilogramas e a frequência de operação do compressor foi fixa em 40 Hz. Já o sistema automatizado com R1270 seguiu as mesmas condições de operação do sistema automatizado com R22 (5,0 °C de superaquecimento e frequência de 40 Hz), porém, a massa de propileno foi de apenas 1,0 kg.

A ação de cada controlador iniciou-se quando a temperatura da água na saída do evaporador atingiu o valor desejado inferior (22,0 °C). A reação é distinta entre o sistema convencional com R22 e os sistemas automatizados. Enquanto o sistema convencional desabilita o compressor, os sistemas automatizados iniciam o processo de modulação, operando às menores frequências de rotação do compressor.

As condições de operação nos sistemas com R22 apresentaram-se muito próximas aos limites para condicionamento de ar durante o verão, podendo ser observadas na Figura 3.

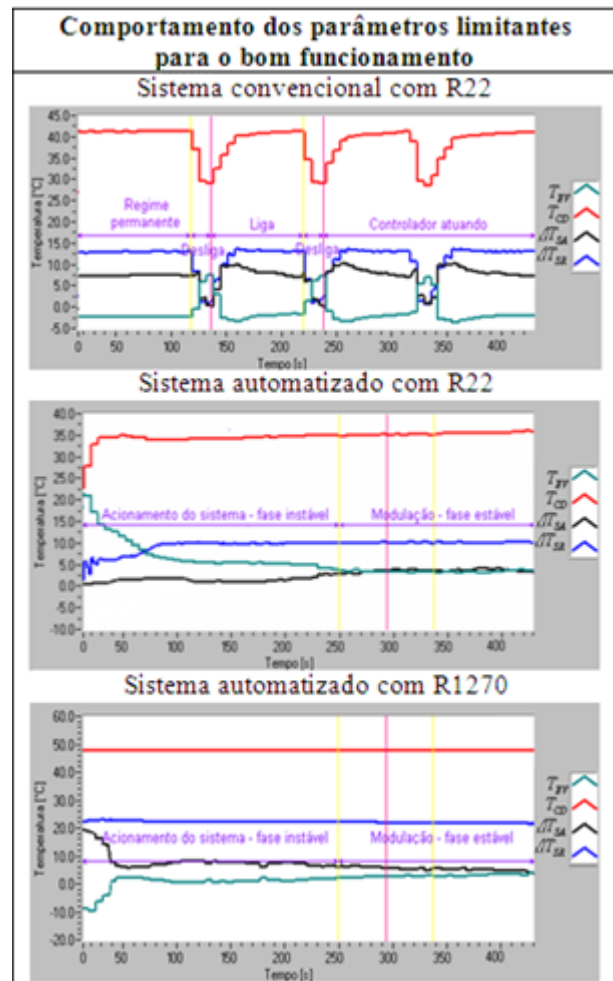


Figura 3: Comportamento da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação, do grau de superaquecimento e do grau de sub-resfriamento para os sistemas.

Os limites de operação para condicionamento de ar da Tabela 2 não foram respeitados para o sistema com R1270. O compressor utilizado neste levantamento experimental, projetado para operar com R22, operou em pressões mais elevadas que o habitual. A extrapolação destes limites ocorreu devido à mudança de refrigerante. O uso deste HC resulta em maiores pressões de saturação, essa é uma desvantagem, pois não permite operar com menores relações de pressão.

A VET do sistema convencional com R22 teve o papel de manter o grau de superaquecimento na faixa desejada, enquanto a VEE, além de manter o grau de superaquecimento adequado, garantiu uma capacidade de refrigeração uniforme durante todo o tempo de serviço dos sistemas automatizados.

A vazão mássica variou de 0,048 a 0,054 kg/s de R22 no sistema automatizado, possibilitando o funcionamento contínuo do compressor. O sistema com R1270 apresentou um comportamento semelhante ao anterior, porém os valores da vazão do fluido variaram de 0,027 kg/s a 0,032 kg/s. Esta redução está diretamente relacionada à diferença de calor latente de vaporização, h_{lv} . O calor latente do R1270 é superior ao do R22 e, portanto, sua vazão deve ser inferior, como os resultados mostram. A Figura 4 ilustra o

comportamento da troca de calor no evaporador e da potência requerida nos três sistemas.

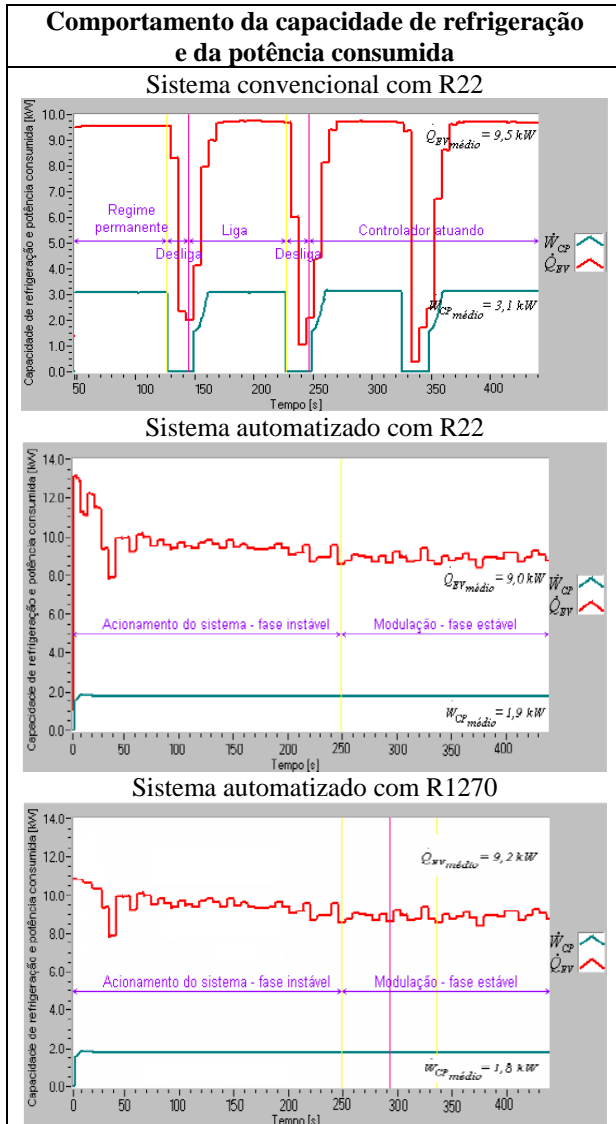


Figura 4: Comportamento da capacidade frigorífica e da potência consumida dos sistemas.

O comportamento da potência consumida foi constante, pois todos os testes foram realizados em frequências constantes de operação do compressor. O sistema convencional com R22 utilizou uma potência de 3,1 kW enquanto o compressor esteve acionado. Em consequência, o sistema alcançou uma capacidade de refrigeração de, aproximadamente, 9,5 kW.

Nos sistemas automatizados o comportamento do calor trocado no evaporador obedeceu à modulação da VEE. A capacidade variou de 8,5 kW a 9,5 kW e durante todo o período de teste o compressor permaneceu ligado, consumindo 1,9 kW de potência. O sistema com R1270 utilizou 1,8 kW de potência e obteve uma capacidade de refrigeração média de 9,2 kW. Estes valores médios são superiores aos valores do sistema automatizado com refrigerante R22.

Por fim, na Figura 5, são expostos os comportamentos dos COP para cada sistema.

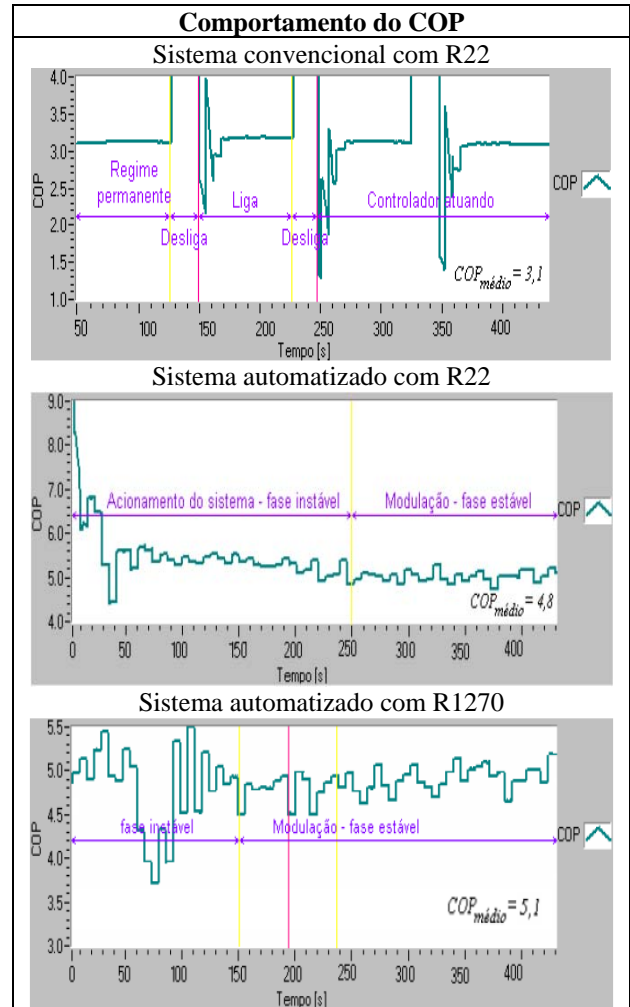


Figura 5: Comportamento do COP para os sistemas de condicionamento de ar.

Como seria de esperar, a redução na demanda de potência consumida ao operar com o sistema em frequências inferiores a 60 Hz e a aplicação de um controlador PID resultaram em elevados valores de COP nos sistemas automatizados em comparação ao COP do sistema com controlador liga-desliga.

Nos instantes em que o compressor esteve acionado, o COP deste sistema estabeleceu-se em 3,1. O COP do sistema automatizado com R22 variou de 4,8 a 5,4, acompanhando a modulação da VEE em todo período de teste. Enquanto o COP do sistema com R1270 variou de 4,9 a 5,3, o que representa um valor médio superior aos resultados do sistema automatizado com R22.

A partir destes resultados foi possível calcular a demanda de potência e o consumo de energia mensal para os três sistemas.

Tratando-se inicialmente do sistema de refrigeração convencional com R22 tem-se que a demanda elétrica do equipamento para este tipo de funcionamento é avaliada pela solicitação imposta ao motor por um regime, onde o motor do compressor fica desligado entre os tempos de ativação, portanto a demanda de potência equivalente é calculada pela Equação 1.

$$(P_m)^2 = \frac{\sum_1^n (P_i^2 t_i)}{\sum_1^n \left(t_i + \frac{1}{3} t_r \right)} \quad (1)$$

Onde:

t_i : Tempo em que o motor elétrico permanece ligado, [s];

t_r : Tempo em que o motor permanece desligado, [s];

P_i : Potência correspondente no instante enquanto o motor está ligado, [kW].

O método para se calcular a potência equivalente dos sistemas automatizados, leva-se em consideração, trabalhar com a hipótese de que a carga efetivamente aplicada ao motor acarretará a mesma solicitação térmica que uma carga fictícia equivalente, que solicita continuamente a demanda de potência, P_m , Equação 2. Isto é verdadeiro para motores que giram continuamente, mas são solicitados intermitentemente.

$$(P_m)^2 = \frac{\sum_1^n (P_i^2 t_i)}{\sum_1^n (t_i)} \quad (2)$$

Onde:

t_i : Tempos específicos nos quais o motor permanece ligado, [s];

P_i : Potência correspondente no instante em que o motor está ligado, [kW].

Do ponto de vista econômico, considerando parâmetros elétricos de trabalho para o motor trifásico do compressor, como o número de pólos, tensão de alimentação, consumo extra de energia devido às perdas, rendimento nominal mínimo, período de trabalho contínuo de 8 horas diárias durante 22 dias do mês. A determinação da energia consumida no compressor com os controladores aplicados é calculada pela Equação 3.

$$\dot{W}_{CP} = \int_0^t P(t) dt \quad (3)$$

Como essa energia tem um custo C\$, que depende muito das condições em que é fornecida. O custo mensal pode ser calculado pela Equação 4, considerando o tipo de fornecimento, com tarifa média de R\$ 0,556 por kWh (empresa CEMIG fevereiro/2011).

$$E_w = \dot{W}_{CP} C_s \quad (4)$$

Os resultados referentes à demanda e ao consumo estão representados na Tabela 9.

Tabela 9: Valores dos custos para os três sistemas de refrigeração.

| Configuração do sistema | Demanda de potência [kW] | Consumo de energia mensal [kWh/mês] |
|-------------------------|--------------------------|-------------------------------------|
| Convencional R22 | 2,9 | 517,4 |
| Automatizado R22 | 1,9 | 334,4 |
| Automatizado R1270 | 1,8 | 319,6 |

Os resultados mostraram que as principais diferenças em relação ao consumo médio de energia estão relacionadas aos distintos tipos de modulação dos equipamentos de expansão e à frequência de operação do compressor.

O consumo de energia mensal do sistema convencional com R22 foi 35% maior que o consumo do sistema automatizado com R22 para esta aplicação de condicionamento de ar durante o verão, em específico para a condição onde a simulação da carga térmica foi equivalente a 9,5 kW.

O consumo de energia mensal do sistema convencional com R22 foi 37% maior que o consumo do sistema automatizado com R1270.

Os danos causados ao meio ambiente foram calculados com base no impacto total de aquecimento equivalente (total equivalent warming impact - TEWI). Este método considera os impactos diretos e indiretos associados ao uso de um refrigerante para aplicações no setor HVACR.

A Equação 5 representa a metodologia utilizada neste cálculo.

$$TEWI = CO_2 equ_{DIRETO} + CO_2 equ_{INDIRETO} \quad (5)$$

A parcela associada ao efeito direto pode ser calculada pela Equação 6.

$$CO_2 equ_{DIRETO} = M_{REF} L_{RATE} V_{UTIL} GWP \quad (6)$$

Onde:

M_{REF} : Carga de refrigerante no sistema, [kg];

L_{RATE} : Taxa anual de refrigerante emitido (reposições e vazamentos), [%];

V_{UTIL} : Vida útil econômica do sistema, [anos];

GWP : Índice específico por refrigerante, [-].

A definição de GWP segundo o IPCC de 1990 (Intergovernmental Panel on Climate Change) refere-se à medida do impacto de uma substância como gás de efeito estufa, relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de dióxido de carbono por um intervalo de tempo especificado.

A parcela associada ao efeito indireto pode ser calculada pela Equação 7.

$$CO_2 equ_{INDIRETO} = W_{EL}^E t_{SERV} V_{UTIL} E_{CO_2G} \quad (7)$$

Onde:

W_{EL}^E : Potência elétrica do equipamento, [W];

t_{SERV} : Número de horas de operação anual, [-];

E_{CO_2G} : Emissão de CO₂ na geração de eletricidade, [kg CO₂/kWh].

Durante a realização dos cálculos a carga de R22 foi de 2 kg, enquanto a carga de R1270 foi de 1 kg. A taxa anual de refrigerante emitido foi de 100% para os três sistemas, este valor retrata uma situação em que toda a carga de fluido da bancada vazasse para a atmosfera e a mesma quantidade fosse reposta. A vida útil do equipamento foi adotada como 10 anos para as três configurações. A potência elétrica do equipamento foi adotada conforme a Tabela 6, calculado anteriormente. O número total de horas de operação foi igual para todos os sistemas, igual a 2112. A parcela referente à emissão de CO₂ na geração de eletricidade foi fixa em 0,7 ton CO₂/kWh (para todos os sistemas). A Tabela 10 mostra os resultados do impacto total de aquecimento equivalente para cada configuração da bancada experimental.

Tabela 10: Valores do impacto total de aquecimento equivalente para os três sistemas.

| Configuração do sistema | Efeitos | | TEWI [kg CO ₂] |
|-------------------------|---------|----------|----------------------------|
| | Direto | Indireto | |
| Convencional R22 | 38000 | 43464000 | 44540000 |
| Automatizado R22 | 38000 | 28089000 | 28165000 |
| Automatizado R1270 | 30 | 26906000 | 26982000 |

A economia de energia elétrica é importantíssima para a redução do impacto indireto e, consequentemente, do TEWI. Este fato pode ser comprovado ao observar-se a redução no valor de TEWI do sistema convencional com R22 para o sistema automatizado com R22. O uso de um refrigerante com GWP inferior reduz ainda mais os danos (impactos diretos) ao meio ambiente, este fato é observado ao comparar-se o valor do TEWI para o sistema automatizado com R1270 (GWP=3) ao valor do TEWI para o sistema automatizado com R22 (GWP=1900).

4 CONCLUSÕES

Os resultados obtidos em regime permanente mostraram as condições ótimas de operação e sensibilidade do COP às mudanças da massa de refrigerante. O segundo planejamento demonstrou a flexibilidade de operação do sistema automatizado. A terceira bateria de ensaios comprovou que o sistema automatizado, contendo o refrigerante R1270, alcançou uma faixa de valores de COP superiores aos valores dos sistemas que operaram com R22.

A partir dos resultados obtidos em regime transiente, concluiu-se que a VET teve o papel de manter o grau de

superaquecimento na faixa desejada, enquanto a VEE controlou o grau de superaquecimento e garantiu que a capacidade de refrigeração e, consequentemente, que o COP permanecesse uniforme.

Além disso, a automatização e a substituição do fluido tradicional por um refrigerante natural proporcionaram uma redução de 38% no consumo médio mensal de energia elétrica e uma redução de 39% nos danos totais relacionados ao aquecimento global.

REFERÊNCIAS

- CALADO, V.; MONTGOMERY, C. D. **Planejamento de experimentos usando Statistica**. 1. ed. Rio de Janeiro, E-papers Serviços Editoriais, 2003. 260 p.
- COLBOURNE, D.; SUEN, K. O. Assessment of performance of hydrocarbon refrigerants. In: **Proceedings of the Fourth IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids**, Purdue, USA, 2000.
- CORBERÁN, M. J.; SEGURADO, J.; COLBOURNE, D.; GONZÁLVEZ, J. Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 1, p. 748-756, 2008.
- GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico-experimental de técnicas de controle fuzzy aplicadas a sistemas de refrigeração**. 2010. 207 f. Tese (Doutorado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.
- NGUYEN, H.; GOLDSCHMIDT, V.; THOMAS, S.; TREE, D. Trends of residential air-conditioning cyclic tests. **ASHRAE Transactions**, v. 88, n. 2, p. 954-972, 1982.
- PARK, K. J.; JUNG, D. Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. **Applied Energy**, v. 84, p. 985-991, 2007.
- PEIXOTO, R. A. **Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos – Estado atual e tendências**. In: *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado*, 1, 2007, São Paulo, SP. Publicação Técnica, p. 63-77, 2008.
- PÖTTKER, G. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração**. 2006. 178 p. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 2006.
- SCHMIDT, F. Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design. In: **The 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF**, Sydney, Australia, 1999.