

Bruno Calasans Manhães

**Efeito das propriedades termodinâmicas da mistura
óleo-refrigerante no desempenho de um
compressor de refrigeração**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA**

**Programa de Graduação em
Engenharia Mecânica**

Rio de Janeiro

Julho de 2015

Bruno Calasans Manhães

**Efeito das propriedades termodinâmicas da mistura óleo-
refrigerante no desempenho de um compressor de
refrigeração**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto apresentado como requisito para obtenção de
grau de Bacharel pelo Programa de
Graduação em Engenharia Mecânica do
Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador

José Alberto dos Reis Parise

Coorientador

Paul Ortega Sotomayor

Rio de Janeiro

Julho de 2015

Bruno Calasans Manhães

**Effect of the thermodynamics properties of the mixture oil-
refrigerant on the performance of a refrigeration
compressor**

BACHELOR'S PROJECT

Project presented required for obtaining the Bachelor's degree
Of the graduation program in Mechanical Engineering of the
PUC-Rio's Mechanical Engineer department

Advisor

José Alberto dos Reis Parise

Co-advisor

Paul Ortega Sotomayor

Rio de Janeiro

July/2015

AGRADECIMENTOS

Essa foi a parte que achei que seria mais fácil de ser escrita, porém foi onde gastei muito tempo escrevendo.

Meu orientador, José Alberto dos Reis Parise e meu coorientador Paul Ortega Sotomayor foram fundamentais para que fosse possível a realização desse trabalho. Agradeço profundamente a oportunidade de trabalharmos juntos.

Agradeço minha família, principalmente a minha mãe. Com toda certeza, essa última, é a quem tenho mais a agradecer, começando por todas as manhãs que fui acordado (após ter ignorado o despertador) para ir a aula, pois ela estava pagando esta faculdade, que não é barata, e não ia “sustentar vagabundo”. Eu ouvia isso e ficava com raiva, pois não sabia o que hoje sei: A pessoa que mais quer o seu bem é a sua mãe e tudo que ela mais quer na vida é que você consiga viver a sua vida própria, da maneira mais feliz possível, com todo o suporte que o diploma de uma boa faculdade lhe oferece.

Em segundo lugar tenho que agradecer a um ex-aluno desta universidade, Mário Luth. O que seria de mim sem o Mário me “perturbando” para estudar, sem contar os inúmeros trabalhos e matérias que fizemos juntos. Como diria um outro amigo meu: “Acredito que a força de uma amizade profunda pode fazer mais coisas na sua vida pessoal do que qualquer outra coisa.”.

Obrigado a todos meus amigos que estiveram comigo nessa reta final da nossa graduação. Sem vocês com certeza não teria conseguido me tornar engenheiro.

RESUMO

Esse documento estuda o efeito das propriedades termodinâmicas da mistura do óleo lubrificante - refrigerante no desempenho de um compressor hermético recíprocante. Apresenta-se, para isso, um modelo de cálculo para as propriedades termodinâmicas da mistura, cuja base é um modelo para as propriedades residuais e as equações de estado de Peng-Robinson. Além disso, para o cálculo termodinâmico do compressor (como potência de compressão, calor perdido, etc) foi utilizado um modelo semi-empírico, baseado na caracterização empírica do compressor, disponível na literatura.

Ao final deste trabalho, apresenta-se uma análise quantitativa de influência da concentração mássica do lubrificante sobre o compressor, como, por exemplo, na temperatura de descarga, vazão mássica da mistura, entre outros.

Palavras-Chave: Mistura, óleo-refrigerante, Peng-Robinson, propriedades residuais, compressor hermético.

ABSTRACT

This document provides a study of oil lubricant – refrigerant effects in the performance of a hermetic compressor. For that, it is presented here one method for the thermodynamics properties which is based on the departure functions and the Peng-Robinson equations of state. Furthermore, for the thermodynamic calculations on the compressor (such as power consumption, heat loss, among others) a semiempirical model, based on the empirical characterization of the compressor, available on the literature, was utilized.

At the end of this work, a quantitative analysis on the influence that the mass concentration of lubricant has on the compressor performance, such as discharge temperature, mass flow of the mixture, is presented.

Keywords: Mixture, oil-refrigerant, Peng-Robinson, departure functions, hermetic compressor.

Sumário

1.	Introdução.....	1
1.1.	Objetivo	2
1.2.	Lubrificante nos compressores	2
1.3.	Organização do trabalho.....	3
2.	Modelos matemáticos.....	4
2.1.	Propriedades termodinâmicas via propriedades residuais	4
2.2.	Equações de estado por Peng and Robinson	6
2.3.	Caracterização de parâmetros do compressor	8
3.	Validação de modelos	11
3.1.	Modelo de propriedades termodinâmicas.....	12
3.2.	Modelo de caracterização do compressor.....	17
4.	Previsões e Resultados	22
5.	Conclusões	28
6.	Referências Bibliográficas	29

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e AB ISO 5, OCR = 0,1%.....	13
Figura 2 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e AB ISO 5, OCR = 0,2%.....	13
Figura 3 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e AB ISO 5, OCR = 1%.....	14
Figura 4 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entropia R600a e AB ISO 5, OCR = 1%.....	15
Figura 5 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e POE ISO 7, OCR = 1%	16
Figura 6 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entropia R600a e POE ISO 7, OCR = 1%	16
Figura 7 – Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.	18
Figura 8 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.	19
Figura 9 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.	20
Figura 10 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.	20
Figura 11 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.	21
Figura 12 – Variação de: (a) Temperatura de saída do compressor. (b) Calor perdido na compressão. (c) Vazão mássica da mistura. (d) Potência necessária pelo compressor; com a concentração de óleo lubrificante	23
Figura 13 - Variação de: (a) Temperatura de saída do compressor. (b) Calor perdido na compressão. (c) Vazão mássica da mistura. (d) Potência necessária pelo compressor; com concentração de óleo lubrificante	25
Figura 14 - Variação de: (a) Temperatura de saída do compressor. (b) Calor perdido na compressão. (c) Vazão mássica da mistura. (d) Potência necessária pelo compressor; com concentração de óleo lubrificante	26

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades termofísicas dos fluidos	11
--	----

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Parâmetro de atração molecular	$\text{kJ m}^3\text{kmol}^{-2}$
A	Parâmetro de atração molecular	—
a_k	Parâmetros do compressor	—
a_q	Parâmetros do compressor	—
a_m	Parâmetros do compressor	—
b	Parâmetro de repulsão molecular	$\text{m}^3\text{kmol}^{-1}$
B	Parâmetro de repulsão molecular	—
b_k	Parâmetros do compressor	—
b_q	Parâmetros do compressor	—
b_m	Parâmetros do compressor	—
c_p	Coefficiente de troca de calor	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
c_k	Parâmetros do compressor	—
c_q	Parâmetros do compressor	—

h	Entalpia específica	$kJ\ kg^{-1}$
k	Expoente politrópico	—
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
N	Revoluções por segundo	—
OCR	Fração mássica de óleo lubrificante (em inglês “Oil Circulation Ratio”)	—
p	Pressão	Pa
\dot{Q}	Taxa de calor transferido	kW
s	Entropia específica	$kJ\ kg^{-1}K^{-1}$
T	Temperatura	K
V_d	Volume deslocado	m^3
v	Volume específico	m^3/kg
w	Solubilidade na fase líquida	—
Z	Fator de compressibilidade	—

Letras gregas

ω	Fator acêntrico	—
ψ	Propriedade termodinâmica genérica	—
ρ	Densidade	kg/m^3

δ	Razão de compressão	—
τ	Fator efetivo de folga	—
η_{vol}	Eficiência volumétrica	—

Subscritos

0	Estado de referência (departure function)
1	Refrigerante
2	Óleo lubrificante
c	Propriedade crítica
crit	Propriedade crítica
exp	Experimental
ig	Gás ideal
in	Entrada
mix	Mistura
mod	Modelo
ref	Refrigerante
r	Propriedade reduzida
R	Estado de referência (IIR)

1. Introdução

O cálculo das propriedades da mistura óleo-refrigerante, e seus efeitos no desempenho termodinâmico do ciclo, é um tema estudado e importante na engenharia, visto que, na maior parte dos cálculos feitos em um ciclo termodinâmico, são apenas consideradas as propriedades termodinâmicas do refrigerante puro.

Mesmo com os problemas ocasionados na parte de cálculos e muito destes, devido à necessidade de muitos experimentos, devemos considerar a presença de óleo, pois o mesmo diminui o atrito dos componentes mecânicos do sistema e é inevitavelmente essencial ao mesmo.

A ASHRAE (1996) recomenda uma análise gravimétrica para determinar a concentração mássica do lubrificante em uma instalação. Porém, esse tipo de teste requer a retirada de uma amostra do fluido (refrigerante e lubrificante) do sistema o que, a princípio, resulta em perda de refrigerante.

Desde a década de 50 existem vários modelos propostos para calcular as propriedades termodinâmicas da mistura (Bambach, 1955; Spauschus, 1963a, 1963b; Hughes et al., 1982a, 1982b; Youbi-Idrissi et al., 2001, 2003; Zhelezny et al., 2007; Youbi-Idrissi and Bonjour, 2008). Entretanto, a maioria deles são baseados em relações simples e dependem muito de fórmulas empíricas, segundo Marcelino Neto e Barbosa (2012).

Com a teoria de propriedades residuais (Edmister and Lee, 1984) aplicada às equações de estado de Peng and Robinson (1976), foi possível determinar a entalpia e entropia para uma mistura de R600a (Isobutano) com alkyl benzene (AB ISO 5) e outra de R600a (Isobutano) com polyol ester (POE ISO 7). Comparados aos dados disponíveis na literatura, as propriedades calculadas resultaram em um erro relativo de no máximo 2%.

O modelo de Haberschill et al (1994) foi desenvolvido nesse projeto e utilizado para a análise de parâmetros de um compressor operando com R-134a com POE ISO 7. O modelo aqui desenvolvido resultou em erros relativos médios de, no máximo, 4,5%.

1.1.Objetivo

Os objetivos nesse projeto foram:

1. Utilizar o método das propriedades residuais (Edmister and Lee, 1984), junto com as equações de estado de Peng-Robinson (1976), para determinar as entalpias e entropias específicas da mistura de um refrigerante e óleo lubrificante.
2. Utilizar o modelo semi-empírico de caracterização de parâmetros para compressores herméticos (Haberschill et al. 1994) para calcular a vazão mássica da mistura, potência de compressão, calor perdido, temperatura de descarga e, por fim, eficiência volumétrica.

1.2. Lubrificante nos compressores

Diversos lubrificantes foram desenvolvidos ao longo dos anos e com isso inúmeros estudos sobre a sua influência térmica no sistema podem ser encontrados na literatura.

Vale ressaltar a importância dessa substância no compressor, visto que a falta do mesmo no sistema resulta no aumento do atrito entre as partes mecânicas e, com isso, o desgaste das peças aumenta, fazendo com que o tempo entre manutenções diminua e o custo operacional das mesmas aumente.

Sabendo-se de sua importância, deve-se então estudar sua influência no comportamento térmico dos sistemas para que a mistura de óleo e refrigerante não represente perdas ao processo. Caso existam essas perdas, é de extrema importância minimizá-las, com o intuito de não se reduzir a eficiência do compressor.

1.3. Organização do trabalho

No capítulo 2 deste trabalho são apresentados os modelos matemáticos desenvolvidos, para que fosse possível realizar o projeto. No capítulo 3 são comparados os valores obtidos pelo modelo com os dados experimentais. No capítulo 4 há algumas previsões sobre a influência de acréscimo de lubrificante na mistura e observações feitas nos resultados obtido. Por fim, no capítulo 5 se encontra a conclusão.

2. Modelos matemáticos

2.1. Propriedades termodinâmicas via propriedades residuais

Para que seja possível a análise do desempenho do compressor, é necessário um modelo que quantifique os valores para a entalpia e entropia da mistura óleo lubrificante - refrigerante. Para isso, como dito anteriormente no capítulo 1, foram utilizadas as propriedades residuais (Edmister and Lee, 1984) combinadas com as equações de estado de Peng-Robinson (1976).

Por definição, propriedade residual é a diferença entre uma propriedade termodinâmica no modelo de gás ideal e aquela para gás real, para as mesmas condições de pressão e temperatura (Elliot and Lira, 1999):

$$\begin{aligned}\psi_2 - \psi_1 = & [\psi(v_2, T_2) - \psi^{ig}(v_0, T_2)] + [\psi^{ig}(v_0, T_2) - \psi^{ig}(v_0, T_1)] \\ & + [\psi(v_1, T_1) - \psi^{ig}(v_0, T_1)]\end{aligned}\quad (1)$$

onde ψ pode ser substituída por qualquer propriedade termodinâmica como: entalpia específica, entropia específica, densidade específica, etc. O subscrito “ig” se refere a gás ideal e o primeiro e terceiro colchetes são propriedades residuais do estado 2 e 1, respectivamente. Lembrando que o volume específico do gás ideal é denominado por:

$$p_0 v_0 = RT \quad (2)$$

onde p é pressão, R é a constante universal dos gases e T é a temperatura.

Reformulando a primeira equação, (1), para entalpia e entropia específica em função de T , v e w (composição da mistura) e integrando tem-se as equações (3) e (4):

$$\frac{h - h^{ig}}{RT} = \frac{1}{RT} \int_{\infty}^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{v,w} - p \right] dv + Z - 1 \quad (3)$$

$$\frac{s - s_0^{ig}}{R} + \ln \frac{p}{p_0} = \ln Z + \int_{\infty}^v \left[\frac{1}{R} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{v,w} - \frac{1}{v} \right] dv \quad (4)$$

As relações para p-v-T necessárias para integrar as equações (3) e (4) foram obtidas a partir das equações de estado de Peng and Robinson (1976). As propriedades residuais de entalpia e entropia específica foram dadas por Emister and Lee, 1984:

$$\frac{h - h^{ig}}{RT} = Z - 1 - \frac{A}{2^{1,5}B} \left[1 - \frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right] \ln \left[\frac{Z + (2^{0,5} + 1)B}{Z - (2^{0,5} - 1)B} \right] \quad (5)$$

$$\frac{s - s_0^{ig}}{R} = \ln(Z - B) - \frac{A}{2^{1,5}B} \left[1 - \frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right] \ln \left[\frac{Z + (2^{0,5} + 1)B}{Z - (2^{0,5} - 1)B} \right] \quad (6)$$

onde os coeficientes A, B, Z e da/dT fazem parte da rotina de Peng and Robinson (1976) disponíveis no subcapítulo (2.2).

Com as equações (3), (4), (5) e (6) e sabendo que o subscrito “R” diz respeito a um estado de referência do fluido real (Marcelino Neto e Barbosa Jr, 2012), pode-se escrever a entalpia e entropia específica como função de três partes:

$$h = (h - h^{ig})_{T,p} + \int_{T_R}^T c_p dT - (h - h^{ig})_R + h_R \quad (7)$$

$$s = (s - s^{ig})_{T,p} + \int_{T_R}^T \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_R} - (s - s^{ig})_R + s_R \quad (8)$$

onde o primeiro termo do lado direito da equação (7) diz respeito à propriedade residual do estado definido por p (pressão) e T (temperatura). O segundo termo diz respeito à diferença da

entalpia do gás ideal entre uma referência e o estado real. E o terceiro termo é uma propriedade residual no estado de referência. As referências deste projeto foram baseadas no padrão do Instituto Internacional de Refrigeração (IIR), ou seja, a 0°C o valor de entalpia e entropia são, respectivamente, 200 kJ/kg e 1 kJ/kgK.

2.2. Equações de estado de Peng and Robinson

As equações de estado de Peng and Robinson (1976) são escritas em função de um fator de compressibilidade “Z” onde:

$$Z = pv/RT \quad (9)$$

ou seja, o Z é um fator que “afasta” o fluido real de um fluido ideal, mediante a equação dos gases perfeitos.

As EoS (Equações de estado, em inglês “*Equation of state*”) de Peng and Robinson (1976) são escritas da seguinte forma:

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (10)$$

onde,

$$A = \frac{ap}{R^2T^2} \quad (11)$$

$$B = \frac{bp}{RT} \quad (12)$$

Sabendo que “p” é pressão absoluta, “R” a constante universal dos gases e “T” a temperatura. Os parâmetros a e b são calculados utilizando a regra quadrática de mistura dada por:

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (13)$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad (14)$$

onde o valor de a_{ij} é chamado de atração molecular por Marcelino Neto e Barbosa Jr (2012) e é calculado por meio da regra de combinação abaixo:

$$a_{ij} = (a_i a_j)^{0,5} (1 - k_{ij}) \quad (15)$$

a variável k_{ij} visto acima é o parâmetro de interação binária e pode ser dado pelo fabricante ou calculado através da fórmula desenvolvida por Poling et al. (2000):

$$k_{ij} = 1 - \left[\frac{2(v_{crit,i} v_{crit,j})^{1/6}}{(v_{crit,i}^{1/3} + v_{crit,j}^{1/3})} \right]^3 \quad (16)$$

É dada por Peng and Robinson também a forma de calcular a_i e b_i :

$$a_i = 0,45723553 \alpha \frac{R^2 T_c^2}{p_c} \quad (17)$$

$$b_i = 0,07779607 R \frac{T_c}{p_c} \quad (18)$$

onde T_c e P_c são temperatura e pressão crítica respectivamente, e α é:

$$\alpha = [1 + k(T_r^{0,5})]^{0,5} \quad (19)$$

$$k = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26993\omega^2 \quad (20)$$

onde ω é dado pelo fabricante e conhecido como fator acêntrico.

Por último, se faz necessária a equação também desenvolvida por Peng e Robinson (1976):

$$\frac{da}{dT} = \frac{-k}{T} \left(0,45723553 \frac{R^2 T_c^2}{p_c} \right) (\alpha T_r)^{0,5} \quad (21)$$

2.3. Caracterização de parâmetros do compressor

O modelo de caracterização de parâmetros de um compressor hermético foi desenvolvido em 1994 por Haberschill et al. e depende de 8 ou 9 parâmetros, para compressor recíprocante e de scroll, respectivamente. Esse modelo necessita de três testes experimentais.

No presente documento foi analisado um compressor recíprocante. Para esse método, o modelo diz que, caso se conheça o expoente politrópico (k), pode ser calculado o volume específico na descarga do compressor por:

$$v_d = v_s \left(\frac{P_s}{P_d} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (22)$$

O modelo também mostra uma fórmula caso não se saiba, “a priori”, o expoente politrópico (k), dado por:

$$k = (b_k P_s + c_k) \delta^{a_k} \quad (23)$$

onde a_k , b_k e c_k são parâmetros a serem determinados pelos testes, P_s é a Pressão na entrada do compressor e δ é a razão de compressão.

Para a vazão mássica, o modelo nos diz que a fórmula abaixo pode ser utilizada:

$$\dot{m}_{mix} = \rho_s V_d N \left(1 + \tau (1 - \delta^{1/k}) \right) \quad (24)$$

onde o τ é conhecido como fator efetivo de espaço nocivo (*tradução livre de “Effective clearance fator”*), que reflete as imperfeições no escoamento no compressor, “ V_d ” é o volume deslocado pelo compressor e a “N” são as rotações por segundo.

Caso não seja conhecido o fator efetivo de espaço nocivo (τ), o método oferece uma maneira de se calcular, dada por:

$$\tau = a_m \delta^{b_m} \quad (25)$$

levando em consideração que a_m e b_m também são parâmetros do compressor a serem determinados através dos testes.

E a última equação fornecida pelo modelo é a de calor perdido:

$$\dot{Q} = a_q \dot{m} + b_q \delta + c_q \quad (26)$$

onde \dot{Q} é a taxa de calor perdido e a_q , b_q e c_q são valores a serem determinados por testes.

A eficiência volumétrica (η_{vol}) do compressor foi calculada pela fórmula:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{mix}}{\rho_{mix} V_d N} \quad (27)$$

onde \dot{m}_{mix} é a vazão mássica da mistura, V_d é o volume descolado pelo compressor, N são as revoluções por segundo do compressor e ρ_{mix} é a densidade da mistura. Essa última foi calculada a partir da fórmula:

$$\rho_{mix} = \left[\frac{OCR}{\rho_{\acute{o}leo}} + \frac{1 - OCR}{\rho_{ref}} \right]^{-1} \quad (28)$$

onde o $\rho_{\acute{o}leo}$ foi calculado a partir da correlação de Kedzierski (1993) para óleo lubrificante do tipo POE's:

$$\rho_{\acute{o}leo} = 1,023 \times 10^3 + 1,994 \times 10^{-1} T_{in} - 1,318 \times 10^{-3} T_{in}^2 \quad (29)$$

Para o cálculo da potência de compressão necessária pelo compressor, foi feito um volume de controle no mesmo:

$$\dot{E} = \dot{m}_{mix} (h_{out} - h_{in}) + \dot{Q} \quad (30)$$

onde \dot{E} é a potência de compressão, h_{out} é a entalpia específica na saída do compressor, h_{in} é a entalpia específica na entrada do compressor e \dot{Q} é a taxa de calor perdido pelo compressor.

O modelo matemático foi implantado em um código computacional escrito no EES (Engineering Equation Solver®). No próximo capítulo serão demonstradas comparações com dados disponíveis na literatura.

3. Validação dos modelos

Neste capítulo serão comparados resultados obtidos pelos modelos desenvolvidos nesse projeto com dados experimentais.

Para validação desses modelos, foi utilizado o conceito de OCR (Oil Circulation Rate), que é a razão entre a vazão mássica de óleo lubrificante e a vazão mássica total da mistura, ou seja, a concentração de óleo na mistura.

Para o cálculo do erro relativo foi utilizada a fórmula abaixo:

$$Erro = \left| \frac{h_{exp} - h_{mod}}{h_{exp}} \right| \quad (31)$$

onde h_{exp} é a entalpia experimental e h_{mod} é a entalpia calculada pelo modelo e o mesmo conceito foi aplicado analogamente para entropia.

Para o cálculo das duas propriedades termodinâmicas ditas acima também foi necessário reunir dados de algumas propriedades do óleo lubrificante. Essa parte é a mais complexa de todo processo, pois nem sempre os fabricantes do lubrificante disponibilizam as mesmas.

As propriedades necessárias para o cálculo estão listadas na tabela 1 e foram retiradas do artigo do Marcelino Neto e Barbosa (2012). O volume crítico do óleo foi calculado utilizando o valor do parâmetro de interação binária (k_{ij}), fornecido por Marcelino Neto e Barbosa (2012) e a correlação de Poling et al. (2000) mostrada na fórmula (16).

Componente	T _c (°C)	P _c (bar)	$v_c \left(\frac{m^3}{kg} \right)$	ω (-)	M (kg/kmol)	cp ig (20°C) (kJ/kgK)
R600a	134,7	36,40	0,001969	0,1853	58,12	1,663
AB ISO 5	675,9	20,60	-	0,9012	240	1,490
POE ISO 7	796,2	10,01	0,008549	1,1190	356	1,539

Tabela 1 - Propriedades termofísicas dos fluidos

3.1. Modelo de propriedades termodinâmicas

Existem dados calculados de entalpia e entropia a partir do artigo de Marcelino Neto e Barbosa (2012) para o fluido de trabalho R600a (Isobutano), com dois tipos de óleo: AB (Alkyl benzene) ISO 5 e POE (Polyester ISSO 7. Por esse motivo, foram plotados gráficos de entalpia e entropia, calculados pelo modelo desenvolvido nesse projeto com os dados experimentais do artigo.

Na figura 1 pode ser observado um gráfico para R600a com AB ISO 5 e um OCR de 0,1%. Na figura 2 tem-se os mesmos fluidos com um OCR de 0,2% e na figura 3 os mesmos fluidos com o OCR de 1%. É importante ressaltar que todos os dados foram computados a uma pressão absoluta de 100 kPa.

Pode ser observado que, nas figuras 1 a 3, o modelo desenvolvido nesse projeto tem um erro máximo de 3,57% e um erro médio de, no máximo, 2,01%. Com isso, foi possível concluir que o modelo representava de maneira aceitável as entalpias do R600a (isobutano) quando misturado com AB ISO 5.

Observa-se, também, que a discrepância entre o presente cálculo e o modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012) diminui à medida que o OCR aumenta, ou seja, a quantidade relativa de fluido refrigerante diminui.

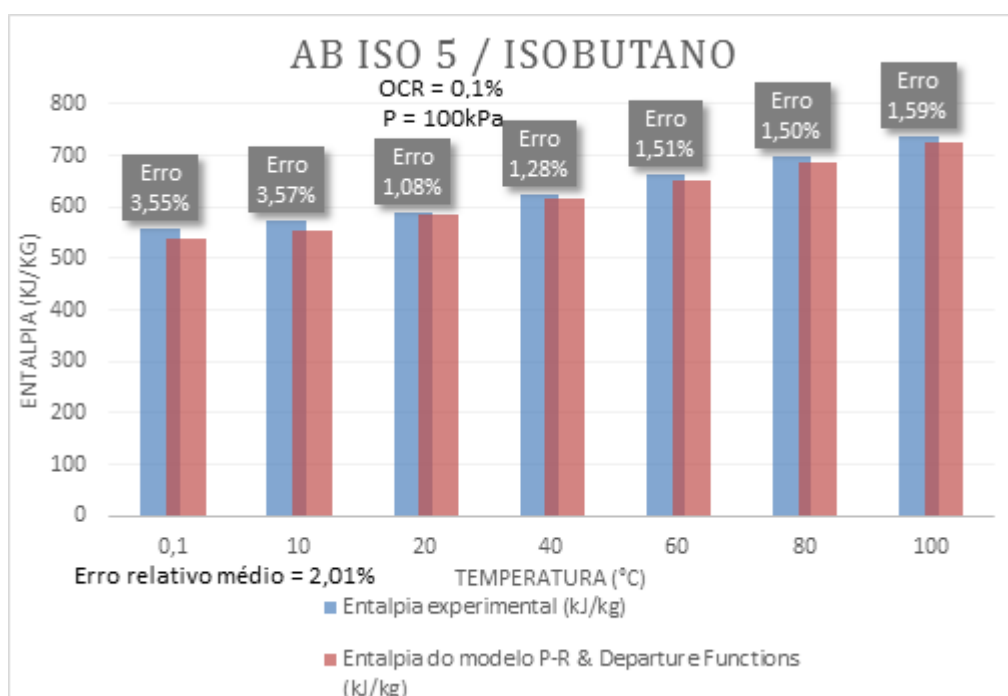


Figura 1 – Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e AB ISO 5, OCR = 0,1%

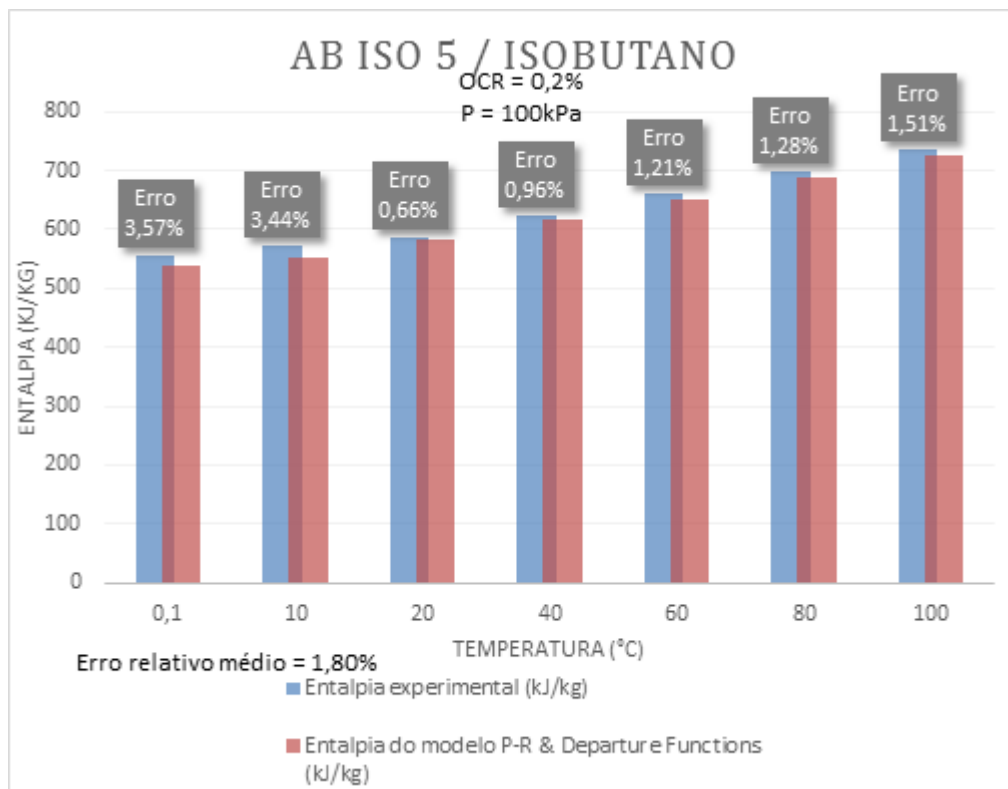


Figura 2 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e AB ISO 5, OCR = 0,2%

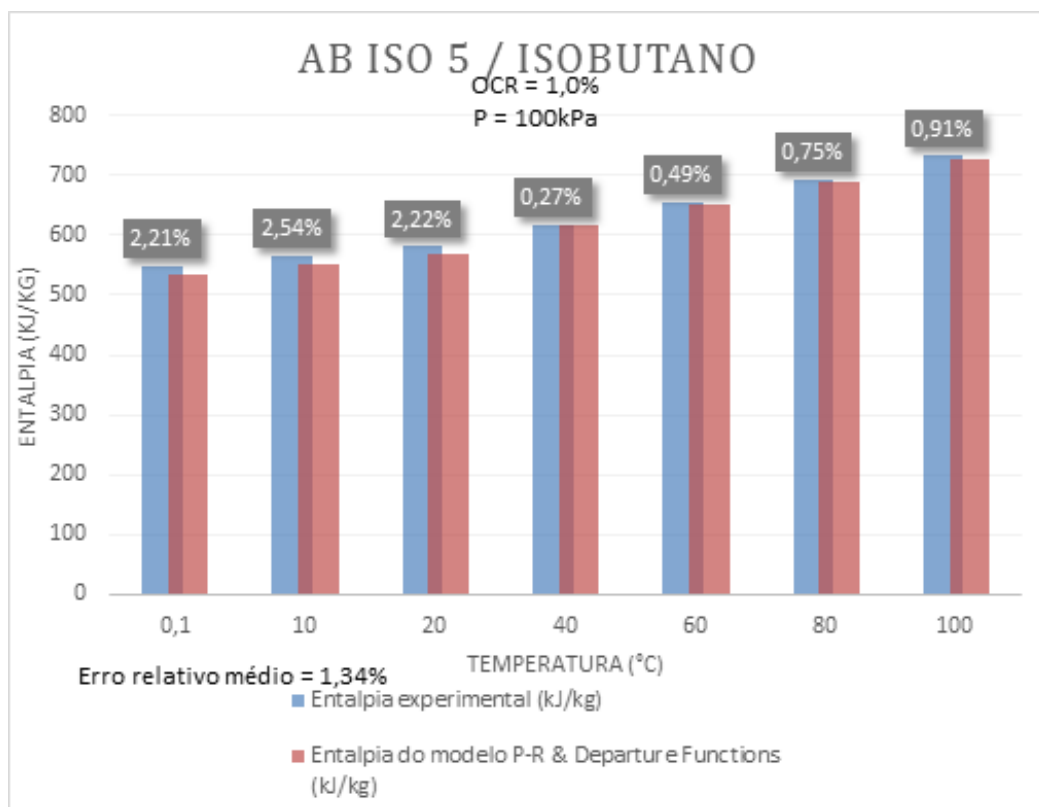


Figura 3 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e AB ISO 5, OCR = 1%

Ainda com o R600a e o AB ISO 5, foram comparadas as entropias específicas calculadas pelo modelo com as entropias disponíveis por Marcelino Neto e Barbosa (2012). A figura 4 mostra um gráfico para o R600a com o AB ISO 5, demonstrando os erros relativos obtidos.

Analisando o gráfico de entropia do R600a com AB ISO 5 (figura 4), é possível observar que o erro máximo foi de 3,2% e o erro médio foi de 1,55%. Portanto, é correto afirmar que o modelo desenvolvido para propriedades termodinâmicas pode ser confiável para entropia, levando em consideração os seus erros.

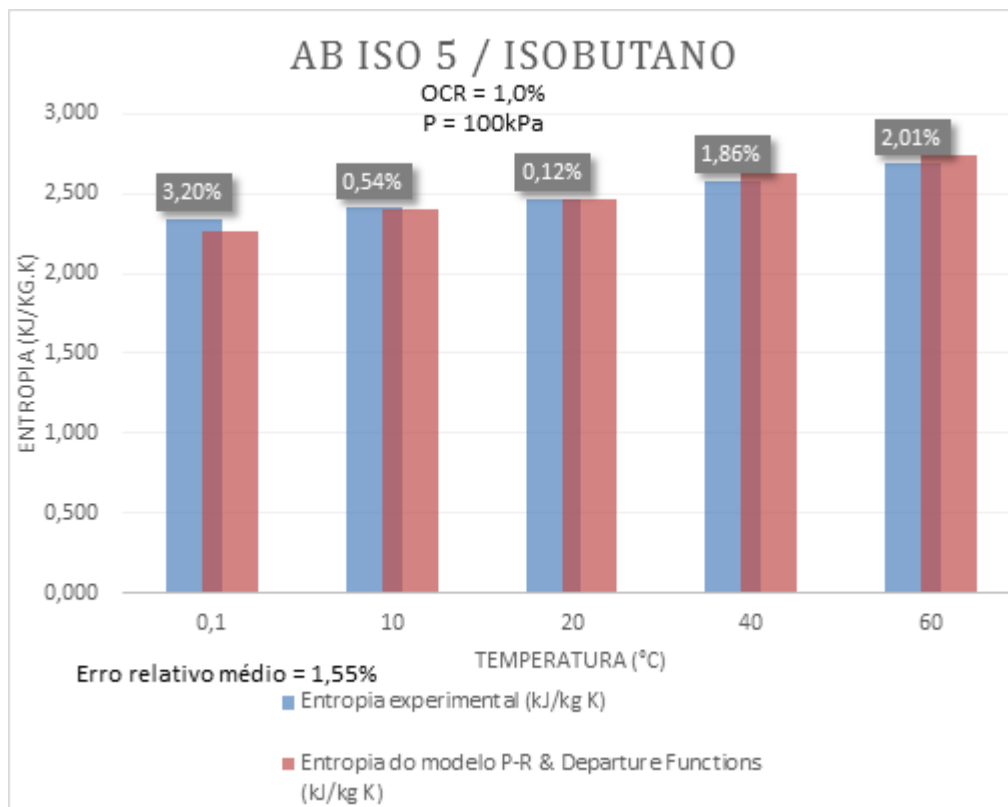


Figura 4 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entropia R600a e AB ISO 5, OCR = 1%

A figura 5 mostra as entalpias específicas comparadas com os dados disponíveis por Marcelino Neto e Barbosa (2012), porém desta vez o R600a foi misturado com o POE ISO 7. E na figura 6 estão plotadas as entropias para este caso.

Conclui-se, pela figura 5 e 6, que, neste caso, também se pode confiar no modelo computacional quando o lubrificante for o POE ISO 7, pois para entalpia tem-se um erro máximo de 0,72% e um erro médio de 0,35% e a entropia o erro máximo foi 2,25% e o erro médio 1,93%.

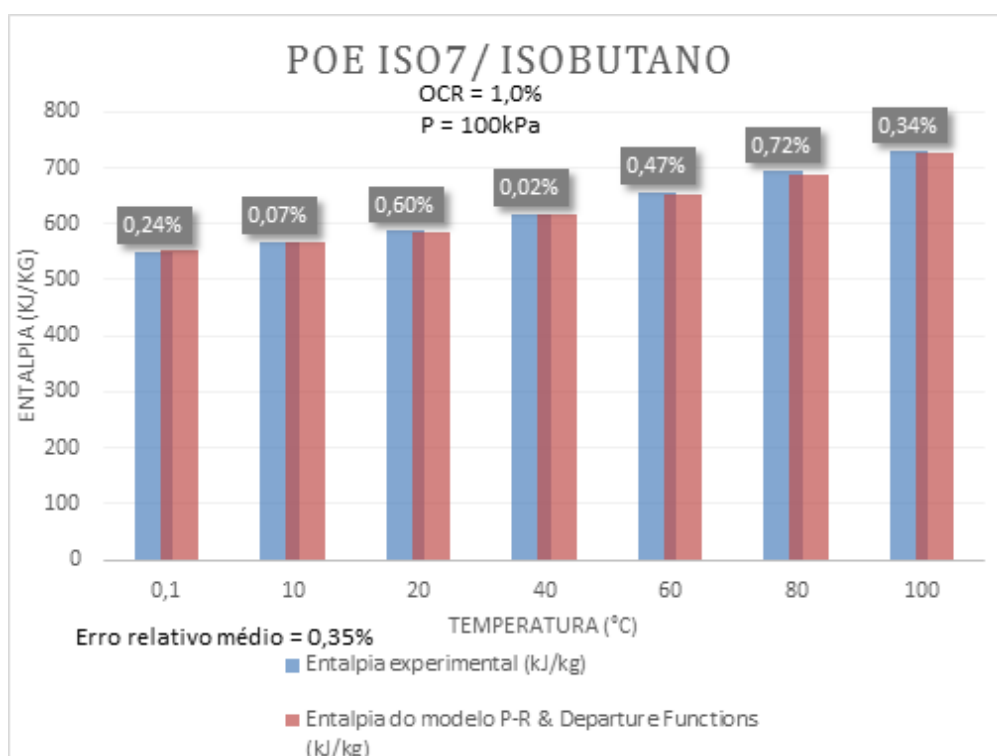


Figura 5 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entalpia R600a e POE ISO 7, OCR = 1%

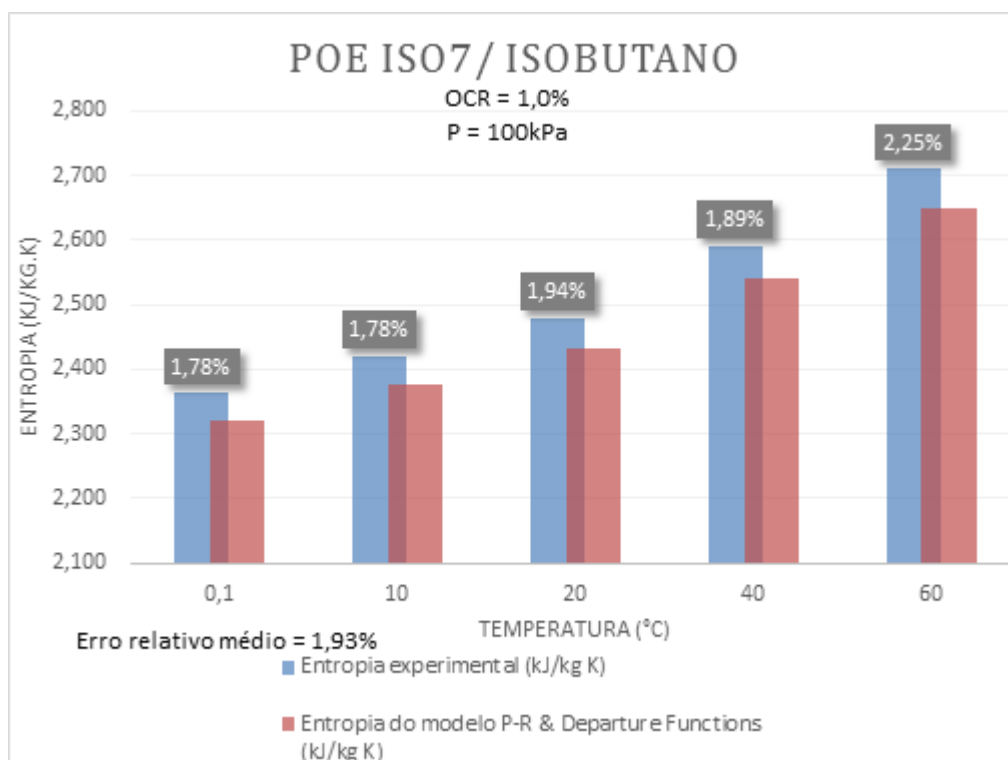


Figura 6 - Verificação (presente trabalho e modelo de Marcelino Neto e Barbosa (2012)) da Entropia R600a e POE ISO 7, OCR = 1%

Com o modelo de propriedades termodinâmicas da mistura validado, ou seja, com erros aceitáveis e conhecidos, pode-se passar para o modelo de caracterização do compressor.

Vale ressaltar que o modelo de caracterização do compressor não poderia ser determinado se não tivesse primeiramente validado o modelo de propriedades, pois o primeiro depende das entalpias da mistura.

3.2.Modelo de caracterização do compressor

Neste subcapítulo foi desenvolvido um modelo de um compressor hermético recíprocante, baseado no estudo do Haberschill et al. (1994). Os dados calculados pelo modelo, com ajuda do EES (Engineering Equation Solver®), foram comparados com dados experimentais fornecidos por E. Navarro et al (2013).

Todas as figuras neste capítulo mostram efeitos do R134a com óleo lubrificante POE ISO 7. A figura 7 mostra o gráfico de comparações entre a vazão mássica da mistura. Os dados foram estipulados e calculados em quatro diferentes condições de operação, ou seja, temperaturas de condensação e evaporação diferentes, o que resulta em uma razão de compressão diferente. As condições de operação podem ser vistas na própria figura.

Analisando o gráfico da figura 7, pode-se observar que o erro médio é de 1,17% e que o erro máximo é de 4,62%. Portanto, pode-se dizer que o modelo está prevendo de maneira aceitável a variação da vazão mássica.

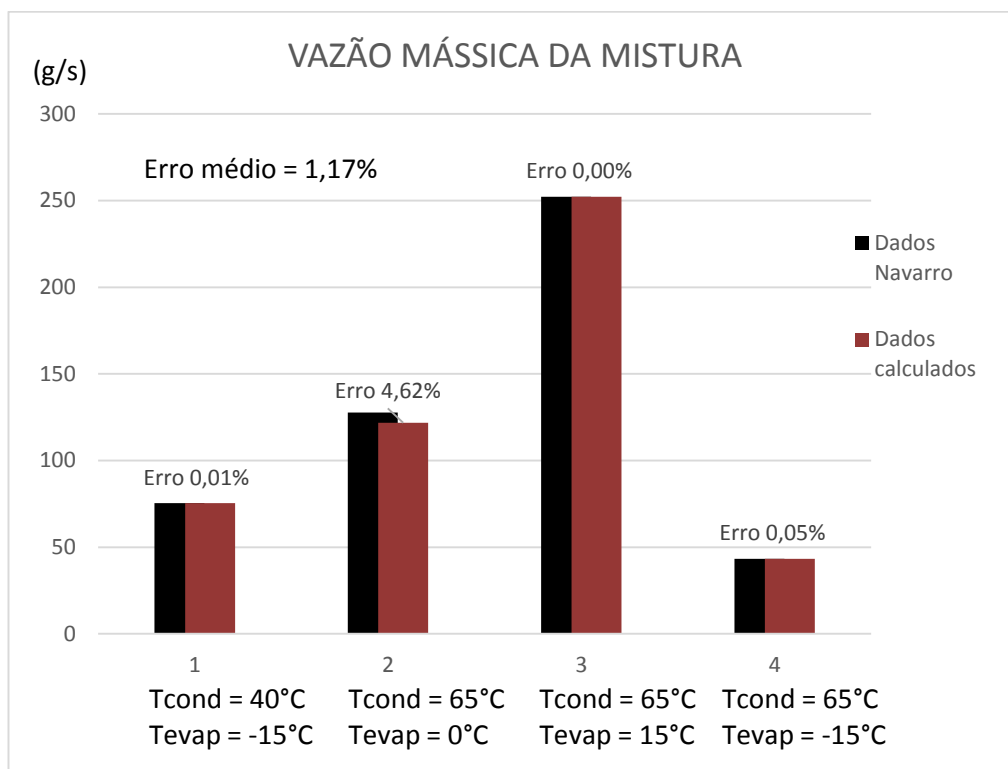


Figura 7 – Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.

Vazão mássica R134a e POE ISO 7

A figura 8 mostra o gráfico comparando as temperaturas de descarga do compressor calculadas pelo modelo e os dados de E. Navarro et al. (2013). Para este caso, o erro médio de temperatura de descarga foi de 4,17% e o erro máximo de 8,92%. Este limite garante a credibilidade do modelo.

A figura 9 mostra o gráfico de potência de compressão do compressor operando com a mistura de R134a - POE ISO 7. Para este caso o erro médio, quando comparado com os dados de E. Navarro et al. (2013), foi de 2,06% e com erro máximo de 3,15%. Isso demonstra que o modelo está prevendo o desempenho real do compressor com uma margem de erro admissível.

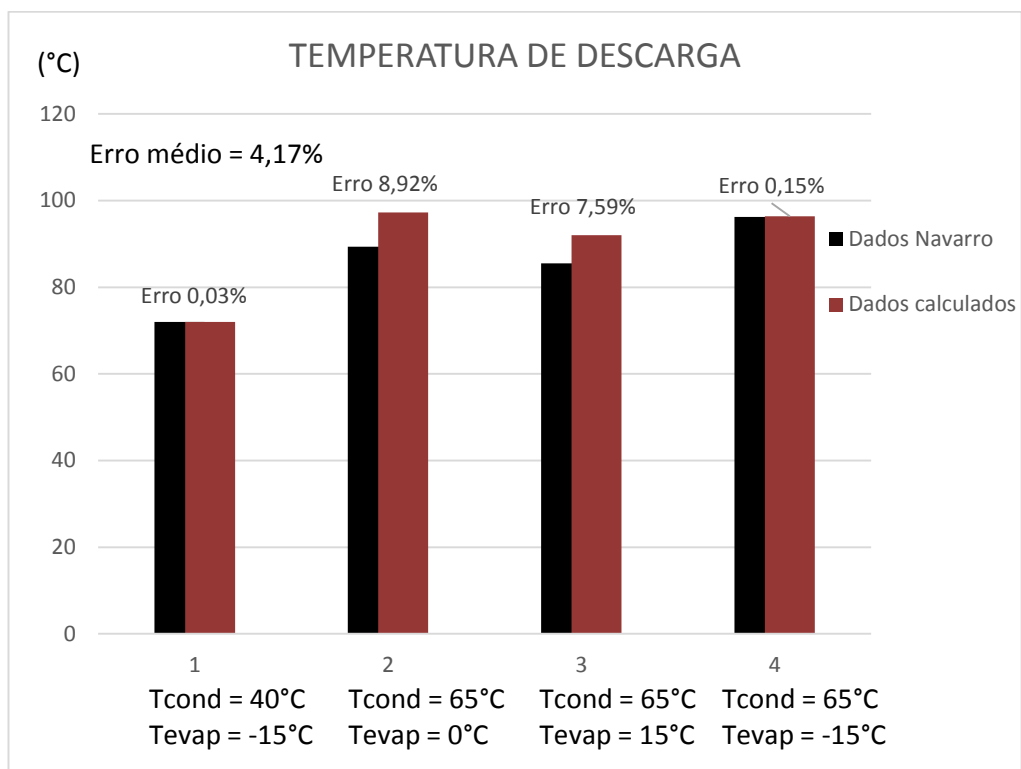


Figura 8 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.

Temperatura de descarga R134a e POE ISO 7

Na figura 10 foi plotado o gráfico de taxa de calor perdido pelo compressor em operação. Neste caso foi onde o programa desenvolvido obteve maior sucesso, ou seja menores erros. Com erro médio de 0,02% e erro máximo de 0,06%, pode-se afirmar que o programa calcula com erros desprezíveis essa variável.

A última variável calculada pelo programa foi a eficiência volumétrica, apresentada na figura 11. Essa variável contém erro médio de 2,52% e erro máximo de 5,66%. Sabendo isso, pode-se afirmar que o programa também prevê valores aceitáveis para a eficiência volumétrica.

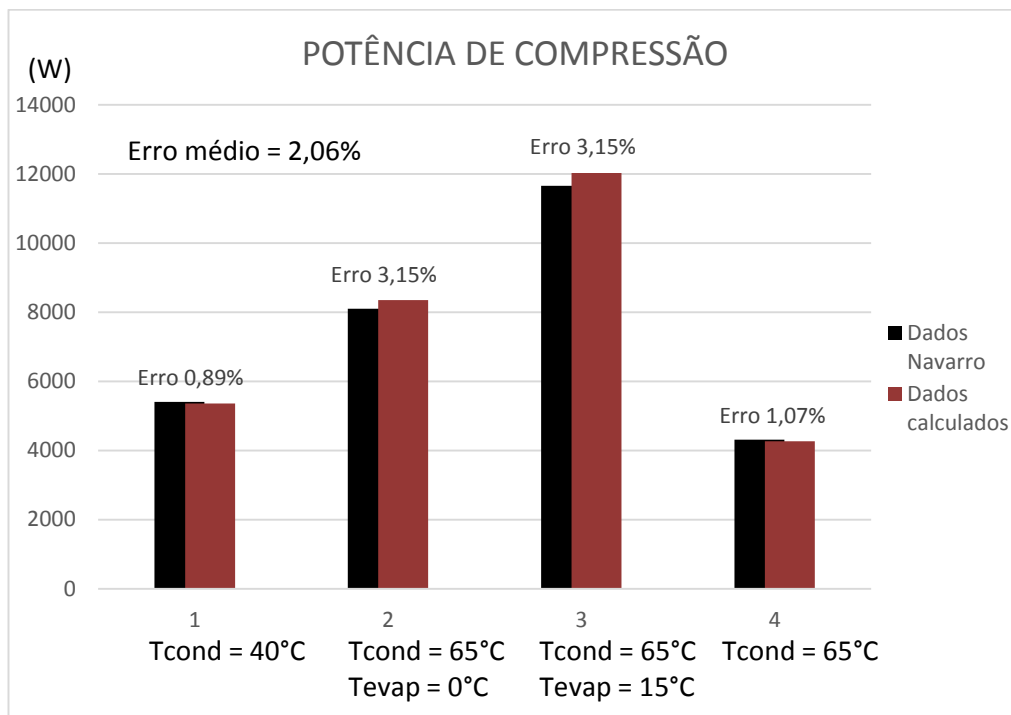


Figura 9 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.

Potência de compressão R134a e POE ISO 7

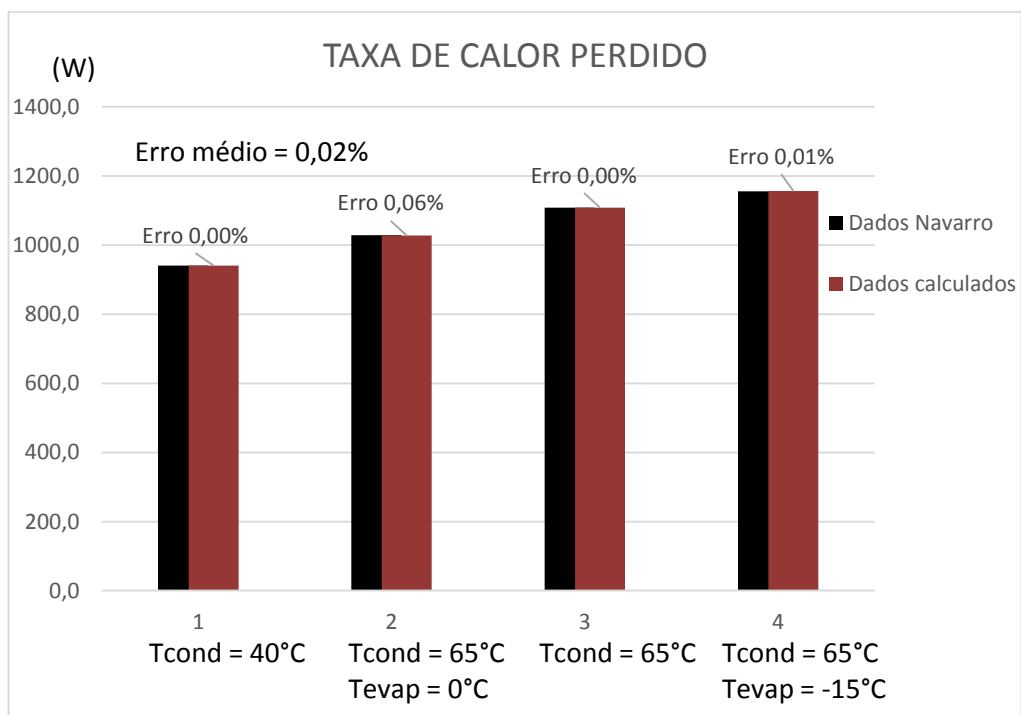


Figura 10 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.

Calor perdido R134a e POE ISO 7

Os erros obtidos ainda podem ser melhorados, caso se consiga os dados do mesmo óleo lubrificante utilizado no artigo do E. Navarro et al. (2013). O óleo lubrificante utilizado no artigo foi o POE ISO 68 e os dados do óleo lubrificante utilizado para as presentes simulações correspondem ao POE ISO 7. O motivo por não ter sido simulado com os dados do POE ISO 68 foi porque o fabricante não disponibiliza tais dados, fundamentais para o problema, tais como temperatura e pressão crítica e nenhum dos outros dados listados na tabela 1.

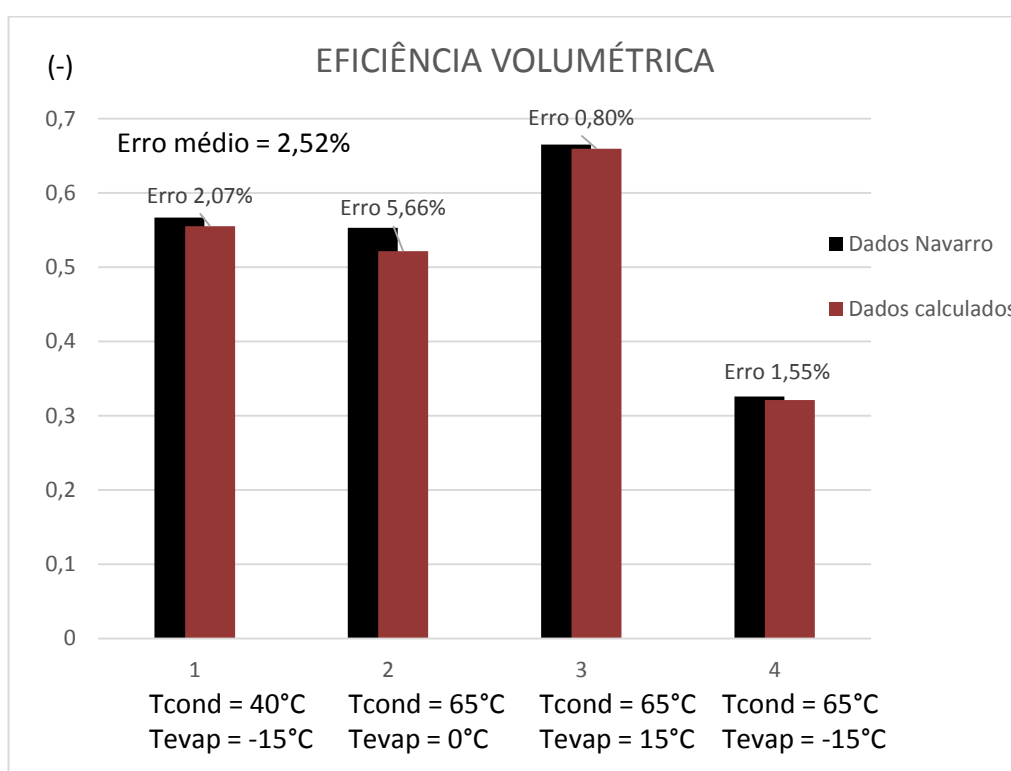


Figura 11 - Comparação entre dados experimentais (E. Navarro et al. (2013)) e dados calculados pelo presente modelo.

Eficiência volumétrica R134a e POE ISO 7

Mesmo sabendo dessa limitação, foi possível calcular e ver que os dados não se afastam muito dos dados experimentais de Navarro et al. (2013) e, com isso, pode-se fazer uma simulação para saber o que aconteceria no compressor caso aumentasse a concentração de óleo no sistema. Isso é demonstrado no próximo capítulo.

4. Previsões e Resultados

Com os modelos razoavelmente calibrados, pode-se simular outros casos. Nesse projeto foi escolhido variar a quantidade mássica de óleo lubrificante no sistema para observar eventuais tendências. Para os gráficos a seguir, utiliza-se o refrigerante R134a com óleo lubrificante POE ISO 7. A concentração máxima de lubrificante utilizada foi de 10%, pois esse é o valor máximo encontrado nos compressores reais.

Nas figuras 12a, 12b, 12c e 12d são observados os gráficos para uma temperatura de evaporação de -15°C e três curvas por gráfico que representam a temperatura de condensação. Nas figuras 13a, 13b, 13c e 13d a temperatura de evaporação foi de -5°C . E, finalmente, nas figuras 14a, 14b, 14c, 14d a temperatura de evaporação foi de 0°C .

Na figura 12a é possível visualizar que a temperatura de descarga do compressor tende a cair com o aumento de óleo, porém essa queda é quase imperceptível, pois a queda de temperatura observada foi de no máximo 1,6% e esse é o caso em que a temperatura de condensação é igual a 65°C .

Na 12b é observado que a quantidade de calor tende a crescer, porém esse crescimento também é muito pequeno, de no máximo 1,4% e ocorreu quando a temperatura de condensação foi 40°C .

Na imagem 13c é plotada a vazão mássica da mistura. A tendência dessa variável foi aumentar com a vazão mássica de óleo lubrificante, que teve um incremento de aproximadamente 10% em todos os casos.

Por último, a figura 12d mostra a potência necessária na compressão. Essa aumenta em média 19% em todos os casos. Isso pode ser explicado pelo fato de o óleo ser mais viscoso, com

isso o compressor precisa de mais energia para chegar a pressão desejada quando se tem mais lubrificante.

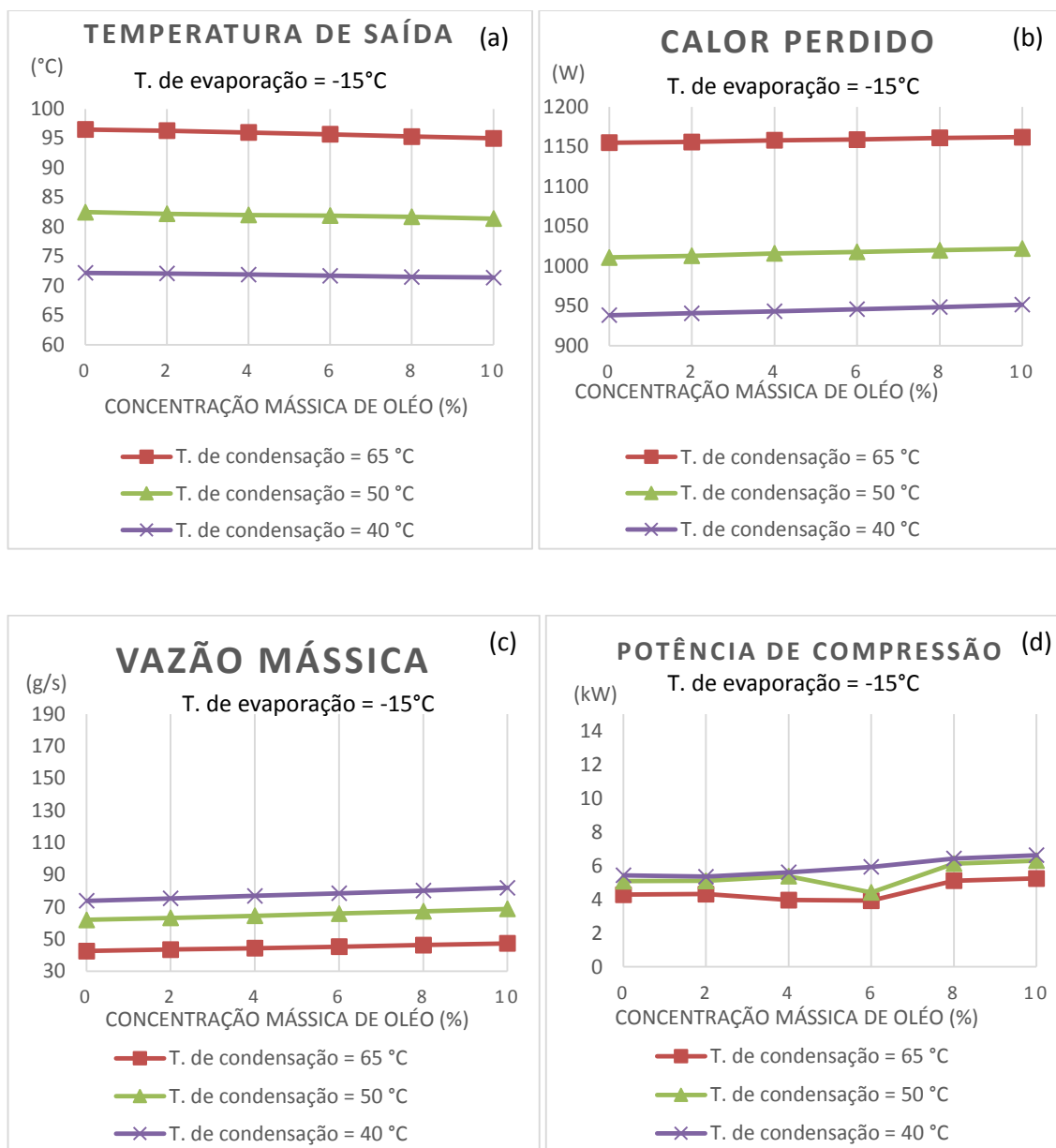


Figura 12 – Variação de: (a) Temperatura de saída do compressor. (b) Calor perdido na compressão. (c) Vazão mássica da mistura. (d) Potência necessária pelo compressor; com a concentração de óleo lubrificante

A figura 13a mostra, assim como na figura 12a, que há uma queda na temperatura de descarga quando se aumenta o óleo lubrificante no compressor. Assim como no caso onde a

temperatura de evaporação é -15°C , quando a temperatura de evaporação é -5°C , a temperatura de descarga cai em aproximadamente 1,5%.

A taxa de calor perdido, mostrado na figura 13b, tende a aumentar em torno de 2% quando se tem 10% de óleo.

A figura 13c mostra que a vazão mássica da mistura tende a aumentar quando se tem uma porcentagem maior de óleo lubrificante no compressor. Ela fica em torno de 10% maior quando se tem 10% de massa de lubrificante na massa total do sistema.

A figura 13d demonstra que a potência de compressão tende a aumentar com a quantidade de óleo. Porém, nesse caso, é visto também dois pontos ideais, onde a quantidade de potência necessária para compressão seria menor. Esses pontos correspondem a uma concentração mássica de óleo de 6%, onde é visto que, em 2 condições de operação, a potência necessária para realizar a compressão foi menor. Estes pontos de consumo mínimo devem ser vistos com ressalvas. De um modo geral, a potência tende a crescer em torno de 20% quando comparada sem óleo e com 10% de óleo no sistema.

A figura 14a mostra que a temperatura de descarga cai em torno de 1,5% com a concentração de óleo, se assemelhando com os outros 2 casos. Pode-se observar também que a temperatura de descarga não oscila muito quando é variada a temperatura de evaporação (comparação das figuras 12a com 13a e 14a), o que é também observado na prática. Assim, a temperatura de evaporação não influencia na temperatura de descarga e, sim, na temperatura de admissão.

A figura 14b apresenta um aumento de calor perdido quando se aumenta a concentração de lubrificante. É possível também notar que, assim como do caso da figura 12b para a figura

13b, a figura 14b apresenta, por um motivo ainda não determinado no presente trabalho, uma perda de calor menor que nas duas primeiras condições de operação.

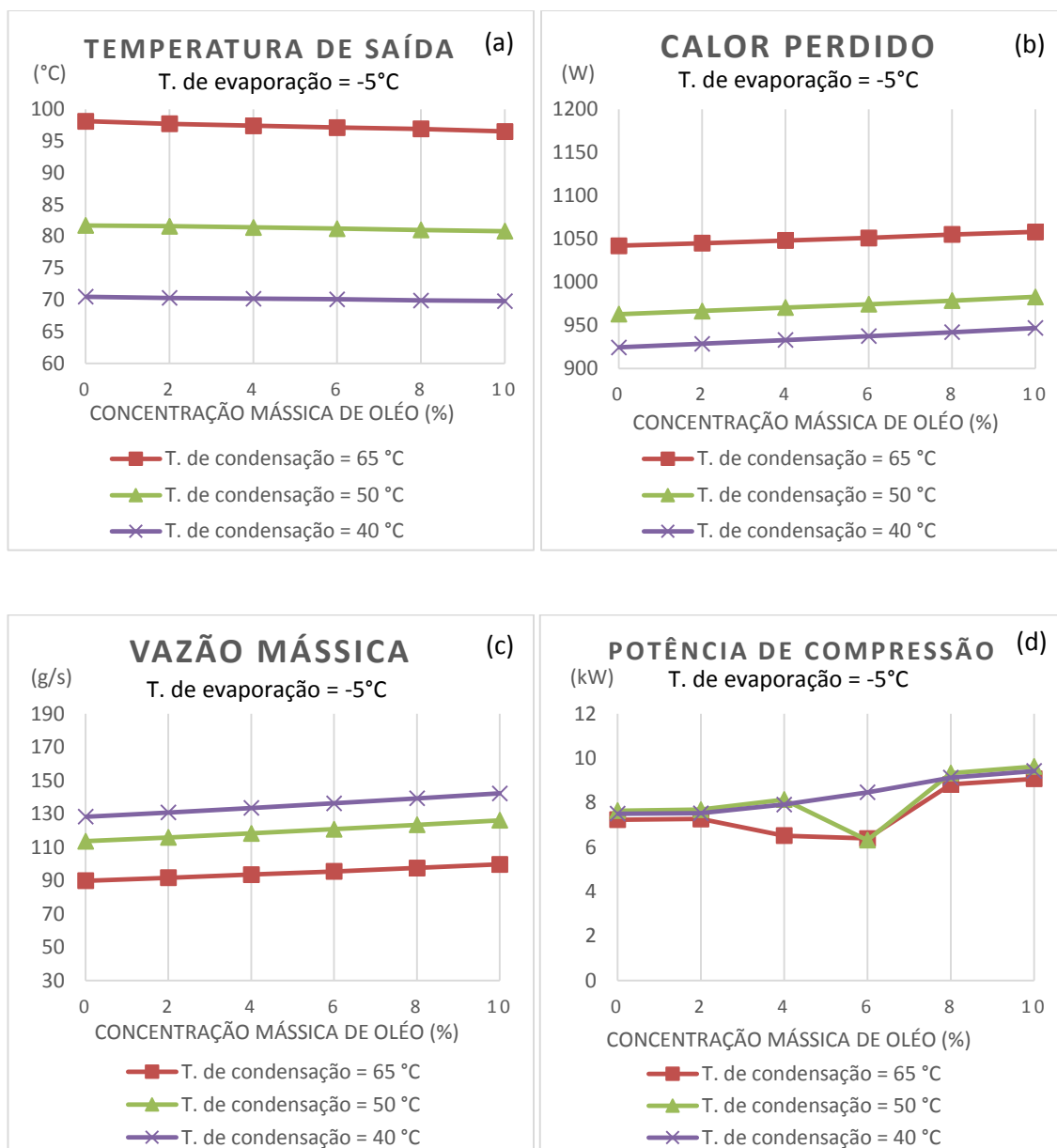


Figura 13 - Variação de: (a) Temperatura de saída do compressor. (b) Calor perdido na compressão. (c) Vazão mássica da mistura. (d) Potência necessária pelo compressor; com concentração de óleo lubrificante

Na figura 14c é observado um incremento de 10% na vazão mássica da mistura quando se tem 10% de óleo lubrificante. Pode ser observado também que essa vazão é maior que nas duas primeiras (figura 12c e 13c).

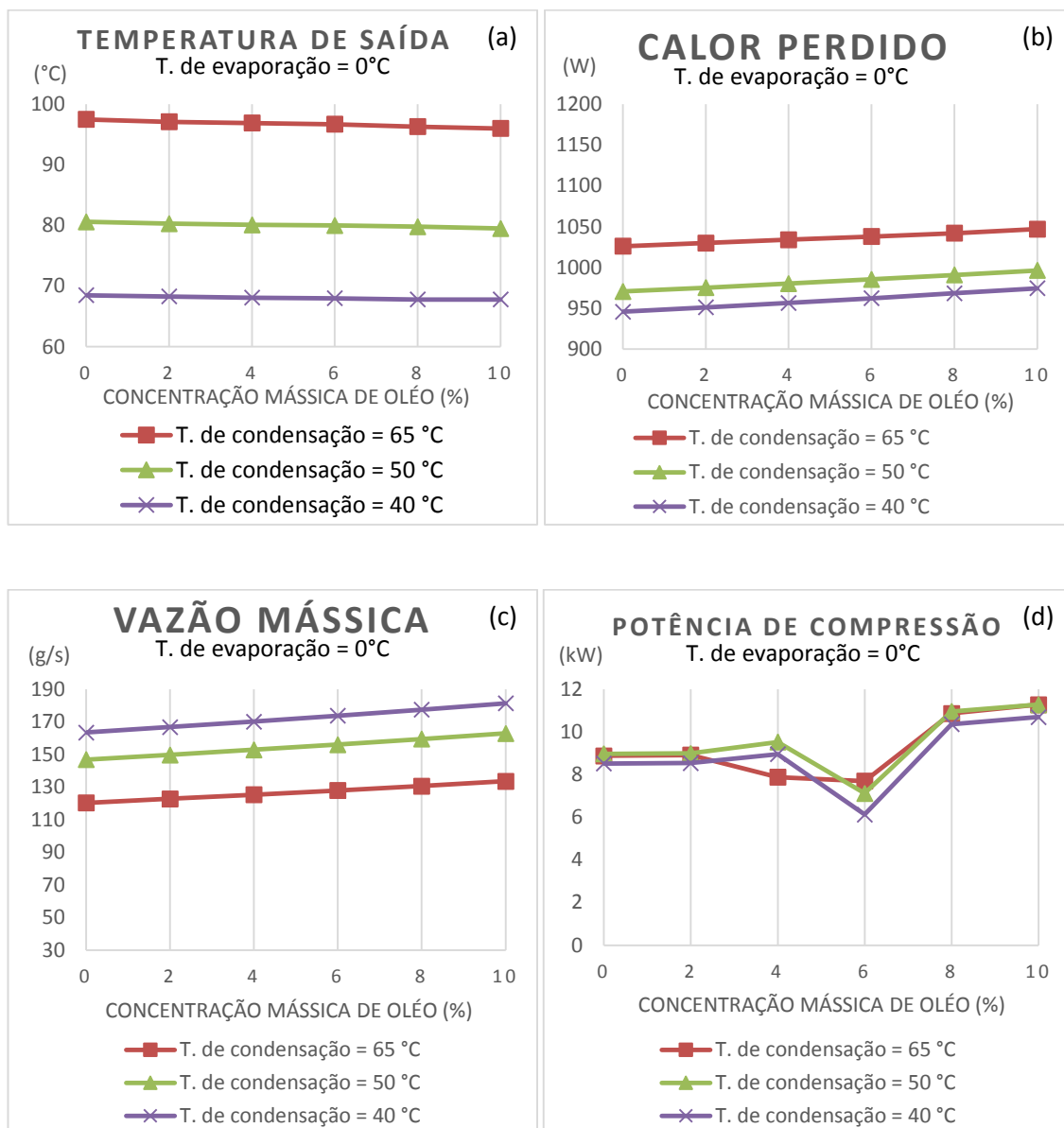


Figura 14 - Variação de: (a) Temperatura de saída do compressor. (b) Calor perdido na compressão. (c) Vazão mássica da mistura. (d) Potência necessária pelo compressor; com concentração de óleo lubrificante

Na figura 14d tem-se a potência de compressão para o caso onde a temperatura de evaporação é 0°C. Nesse caso, assim como a figura 13d, tem-se, aparentemente, pontos ideais, ou

seja, pontos onde a potência de compressão é menor. Assim como no caso onde a temperatura de evaporação foi de -5°C . Esse ponto de menor potência necessária ocorreu quando a vazão mássica de lubrificante foi de 6% da vazão mássica total.

5. Conclusões

No presente projeto foram desenvolvidos dois modelos numéricos para que fosse possível analisar a presença de óleo lubrificante no fluido de trabalho que chega no compressor hermético recíproco. Foram desenvolvidos um modelo para propriedades termodinâmicas da mistura e outro para cálculo de parâmetros no compressor como, por exemplo, temperatura de descarga.

O método aplicado para o cálculo das propriedades termodinâmicas necessita das características dos fluidos presentes na mistura. Tais características foram mostradas na tabela 1. Também para o modelo de propriedades foi necessário um parâmetro de interação binária (k_{ij}), que pôde ser calculado a partir da equação (16) desenvolvida por Poling et. al (2000).

O método para cálculo de parâmetros do compressor é semi-empírico, visto que são necessário dados experimentais para o cálculo dos parâmetros. Após determinados esses parâmetros, podem-se calcular livremente quaisquer variáveis de um sistema, necessitando apenas da pressão de entrada e saída, temperatura de entrada e entalpias de entrada e saída.

Conclui-se que os métodos foram validados com dados experimentais e mostraram-se confiáveis com determinadas tolerâncias.

Por fim, foi possível demonstrar que a temperatura de descarga do compressor tende a cair com o aumento de concentração mássica de lubrificante no mesmo. Também foi demonstrado que o calor perdido, vazão mássica da mistura e potência de compressão necessária pelo compressor aumentam com a concentração de lubrificante presente no sistema.

6. Referências Bibliográficas

Bambach, G., 1955. Thermodynamic properties and viscosity behavior of mineral oil-R-12-mixtures. *Kaltetechnik* 7, 29-39.

E. Navarro, I.O. Martínez-Galvan, J. Nohales, J. González-Maciá; “Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290”. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) pages 768-775.

Elliot, J.R., Lira, C.T., 1999. *Introductory Chemical Engineering Thermodynamics*. Prentice-Hall, New York.

Haberschill, P.; Laflemand, M.; Borg, S.; and Mondot, M., “Hermetic Compressor Models Determination of Parameters from a Minimum Number of tests” (1994). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 969.

Hughes, D.W., McMullan, J.T., Mawhinney, K.A., Morgan, R., 1982a. Pressure-enthalpy charts for mixtures of oil and refrigerant R-12. *Int. J. Refrigeration* 4, 199-202.

Hughes, D.W., McMullan, J.T., Morgan, R., 1982b. Determination of thermodynamic properties of refrigerant-oil mixtures. In: Cohen, R. (Ed.), *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference*. West Lafayette, IN, pp. 214-221.

Klein, Sanford ; Nellis, Gregory; “Thermodynamics” published by Cambridge University Press (2011) pages 751-819.

Kedzierski, M. A., and Kaul, M. P., (1993), “Horizontal Nucleate Flow Boiling Heat-transfer-libricant Mixtures,” 6th Int. Symp. On transport phenomena in Thermal Engineering, Seoul, Korea, Vol. I, pp. 111-116.

Marcelino Neto, M.A.; and Barbosa Jr., J.R.; “A departure-function approach to calculate thermodynamic properties of refrigerant-oil mixtures”. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 972-979.

Poling B.E., Prauznitz J.M. and O'Connell J.P., 2001, The properties of gases and liquids. McGraw-Hill, USA.

Scott S. Wujek, Chad D. Bowers, Paul Okarma, Roberto A. Urrego, Edward T. Hessel and Travis L. Benanti; "Effect of Lubricant-Refrigerant Mixture Properties on Compressor Efficiencies" (2014); 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue.

Spauschus, H.O., 1963a. Thermodynamic properties of refrigerant-oil solutions. ASHRAE J. 5, 47e52.

Spauschus, H.O., 1963b. Thermodynamic properties of refrigerant-oil solutions: Dichlorodifluoromethane (R-12) and petroleum oil. ASHRAE J. 6, 61e73.

Youbi-Idrissi, M., Bonjour, J., Meunier, F., 2001. Enthalpy calculation for a refrigerant-oil mixture: consequences on the evaporator performance working with R-407C and POE oil. In: Proceedings of the IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Properties of New Refrigerants. Paderborn, Germany.

Youbi-Idrissi, M., Bonjour, J., Marvillet, C., Meunier, F., 2003. Impact of refrigerant-oil solubility on an evaporator performances working with R-407C. Int. J. Refrigeration 26, 284e292.

Youbi-Idrissi, M., Bonjour, J., Meunier, F., 2001. Enthalpy calculation for a refrigerant-oil mixture: consequences on the evaporator performance working with R-407C and POE oil. In: Proceedings of the IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Properties of New Refrigerants. Paderborn, Germany.

Zhelezny, P.V., Zhelezny, V.P., Prochenko, D.A., Ancherbak, S.N., 2007. An experimental investigation and modeling of the thermodynamic properties of isobutane-compressor oil solutions: some aspects of experimental methodology. Int. J. Refrigeration 30, 433-445.