

DAVID FERNANDO MARCUCCI PICO

**UTILIZAÇÃO DE NANOPARTÍCULAS DE DIAMANTE
COMO ADITIVO LUBRIFICANTE EM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2018

DAVID FERNANDO MARCUCCI PICO

**UTILIZAÇÃO DE NANOPARTÍCULAS DE DIAMANTE
COMO ADITIVO LUBRIFICANTE EM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Área de concentração: Transferência de calor e Mecânica dos fluidos

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

UBERLÂNDIA - MG

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

P598 Pico, David Fernando Marcucci, 1992-
2018 Utilização de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante
em sistema de refrigeração / David Fernando Marcucci Pico. - 2018.
107 f. : il.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2018.1113>
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Refrigeração - Teses. I. Bandarra
Filho, Enio Pedone. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621



ALUNO: David Fernando Marcucci Pico

NÚMERO DE MATRÍCULA: 11612EMC004

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos

LINHA DE PESQUISA: Geração e Conservação de Energia

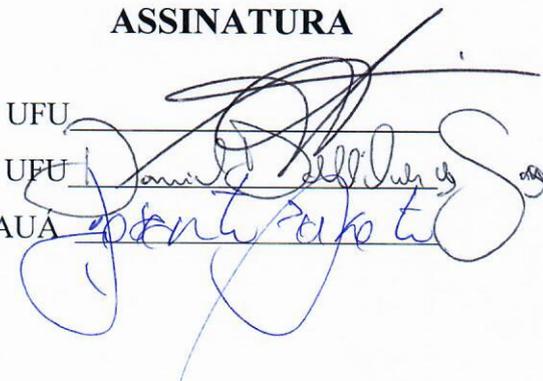
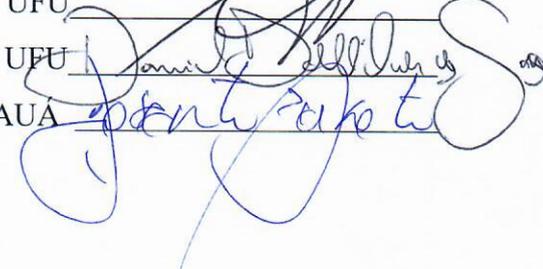
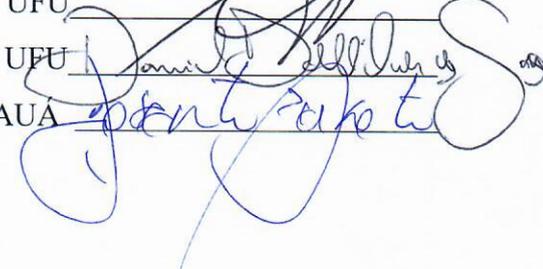
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA: NÍVEL MESTRADO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO:

“Utilização de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante em sistema de refrigeração”

ORIENTADOR: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho

A Dissertação foi **APROVADA** em reunião pública, realizada na sala 313, Bloco 1M, Campus Santa Mônica, em 27 de março de 2018, às 09 horas, com a seguinte Banca Examinadora:

NOME	ASSINATURA
Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho (Orientador)	UFU 
Prof. Dr. Daniel Dall'Onder dos Santos	UFU 
Prof. Dr. Roberto de Aguiar Peixoto	MAUA 

Uberlândia, 27 de março de 2018

A **Deus**, à minha família, **Luz** e **Rafael²** e, à minha namorada **Júlia**, que foram o propelente necessário para atingir esta elevada conquista.

AGRADECIMENTOS

A mis padres, José Rafael Marcucci Daza y Luz Marina Pico Ordoñez, que desde el momento en que nací siempre me apoyaron de forma incondicional en todas mis decisiones, de igual forma a mi hermano Rafael, por el apoyo y el desafío de vivir en el extranjero.

À minha namorada, Júlia Oblasser Paladino, que, além de se tornar tudo para mim, me acompanhou, me apoiou incansavelmente e com muito amor e carinho me corrigiu, me ensinou e me transmitiu a maior parte dos meus conhecimentos sobre a língua portuguesa, fato que se tornou a base mais importante para a escrita desta dissertação.

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pelo acolhimento, confiança e oportunidade de me permitir desenvolver o trabalho de maior nível científico feito por mim até agora.

Aos meus pais colombianos no Brasil, Abdul e Elena, e a meu grande amigo Edwin, meu agradecimento mais sincero, por serem um exemplo a seguir, pelo recebimento, apoio e ajuda durante o desenvolvimento deste trabalho, assim como na vida pessoal.

A toda a equipe do LESTnano pelo apoio, ajuda e pelos momentos de descontração. Principalmente, à Letícia R. Oliveira por ter sido uma ótima companheira de trabalho, ao Victor H. Panato pela ajuda e as dúvidas sanadas na realização do trabalho, à Carolina Beicker e ao Prof. Dr. Arthur H. Antunes pela corajosa disposição de encarar a correção de uma dissertação apresentada por um aluno estrangeiro.

Aos técnicos do laboratório, Reinaldo e Renato, pela ajuda fornecida na montagem da bancada experimental, e, especialmente, ao Jonas, que mesmo não sendo do LESTnano sempre esteve à disposição.

Ao Leonardo R. Ribeiro, que, além de me brindar uma ótima amizade, me proporcionou uma visão de outra área, orientação e apoio na realização dos ensaios tribológicos.

Ao aluno de TCC, Marco Túlio Gama Silva, pela ajuda fornecida durante a etapa de testes.

Ao meu Irmão brasileiro, Danilo F. Souza, pelo companheirismo, apoio, piadas e pelos conselhos adequados para cada situação que passei ao longo deste período.

Ao Prof. Dr. Daniel Dall'Onder dos Santos, que por meio das discussões cotidianas e dúvidas tiradas contribuiu construtivamente ao entendimento e aprendizagem das propriedades termofísicas dos nanolubrificantes.

Ao Prof. Dr. Washington Martins da Silva, por disponibilizar os equipamentos do Laboratório de Tribologia e Materiais da UFU e pela disposição de sanar as minhas dúvidas da área.

Ao Prof. José Rubens Macedo Jr. da Faculdade de Engenharia Elétrica da UFU, por disponibilizar o seu tempo e o equipamento necessário para a medição da potência do compressor.

Às empresas CAREL e EMERSON, pelo fornecimento da válvula de expansão, do compressor e dos óleos lubrificantes utilizados para o desenvolvimento desta pesquisa.

À Fundação de Amparo e Pesquisa do Estado de Minas Gerais, FAPEMIG, pelo apoio financeiro fornecido por meio da bolsa de estudos.

À Universidade Federal de Uberlândia e, especialmente, ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

MARCUCCI, D. F., **Utilização de Nanopartículas de Diamante como Aditivo Lubrificante em Sistema de Refrigeração**. 2018. 126 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Resumo

O presente trabalho trata da utilização de nanolubrificantes baseados em óleo sintético POE e nanopartículas de diamante em um sistema de refrigeração. Para tanto, foi desenvolvida uma bancada experimental de refrigeração com capacidade de 5 TR (17,58 kW), a fim de avaliar a capacidade de refrigeração, a potência consumida pelo compressor, o coeficiente de desempenho, a temperatura de descarga e do cárter do compressor e, por fim, analisar o desempenho de nanolubrificantes nas concentrações em massa de 0,0%, 0,1%, 0,5% de nanopartículas de diamante. Foram realizados testes para os fluidos refrigerantes R410A e R32 na faixa de temperatura entre -7 e 7°C, variando a frequência de operação do compressor de 45 a 60 Hz e mantendo constante a temperatura de condensação em 41 °C. As propriedades termofísicas, como massa específica, viscosidade dinâmica e condutividade térmica dos nanolubrificantes, foram avaliadas experimentalmente. Foram realizados ensaios de deslizamento alternado para avaliar o desempenho tribológico do diamante como aditivo lubrificante até a concentração de 1,0%. Por meio da análise dos resultados do R410A, foi possível concluir que, com a utilização de nanolubrificantes, houve um incremento tanto na capacidade de refrigeração, quanto no coeficiente de desempenho. Já as temperaturas de descarga e do cárter do compressor diminuíram. Em contrapartida, para o R32, a utilização de nanolubrificantes, sob as condições avaliadas, não demonstrou melhoras significativas no sistema de refrigeração em termos da capacidade de refrigeração e da temperatura do compressor, entretanto a potência consumida pelo compressor apresentou uma leve diminuição em comparação aos testes utilizando óleo puro.

Palavras-Chave: Nanolubrificantes, Nanopartículas de diamante, Sistema de Refrigeração, R410A, R32, COP.

MARCUCCI D. F., **Use of Diamond Nanoparticles as Lubricant Additive in a Refrigeration System**. 2018. 126 p. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Minas Gerais, Brazil.

Abstract

The present work deals with the use of nanolubricants based on synthetic POE oil and Diamond nanoparticles in a refrigeration system. An experimental bench has been developed with a 5-ton (17.58 kW) cooling capacity, in order to evaluate the properties of the system, such as the cooling capacity, the power consumption, the discharge temperature, the oil sump temperature of the compressor and the performance of nanolubricants with of 0.0%, 0.1% and 0.5% diamond nanoparticles mass concentration. The tests have been performed for R410A and R32 refrigerants varying the evaporation temperature from -7 °C to 7 °C and the compressor operation frequency from 45 to 60 Hz. The condensation temperature remained constant at fixed value of 41 °C. The experimentally density, the dynamic viscosity and the thermal conductivity of nanolubricants have also been measured. Linear reciprocating sliding wear tests have been performed in order to evaluate the performance of diamond nanoparticles as lubricant additive. From the R410A experimental results, the addition of diamond nanoparticles to the refrigeration system have slightly increased the cooling capacity and the coefficient of performance, while the discharge temperature and the oil sump temperature of the compressor have reduced. Conversely, R32 refrigerant with POE/Di nanolubricants has not shown remarkable enhances in terms of cooling capacity and compressor temperatures under the evaluated conditions, however, in terms of the compressor power consumption, a slightly tendency to reduce has been noticed.

Key Words: Nanolubricants, Diamond nanoparticles, Refrigeration system, R410A, R32, COP.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.	5
Figura 2.2 - Diagrama pressão-entalpia do R410A. Fonte: Gerado com o <i>software</i> Refprop. 6	6
Figura 2.3 - Diagrama pressão-entalpia do R32. Fonte: Gerado com o <i>software</i> Refprop.	7
Figura 2.4 - Absorção de água para diferentes óleos de refrigeração em função do tempo. Fonte: (MANG, 2014).	9
Figura 2.5 - Desenho esquemático de uma micela reversa. Fonte: (OHMAE; MARTIN, 2008).	12
Figura 2.6 - Efeito da temperatura na viscosidade de nanolubrificante de cobre e lubrificante de engrenagens a diferentes concentrações. Fonte: (KOLE; DEY, 2013).	15
Figura 2.7 - Curva de Stribeck. Fonte: (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).	25
Figura 2.8 - Possíveis efeitos modificadores do atrito das nanopartículas. Fonte: Adaptada de (LEE et al. 2009).	26
Figura 2.9 - Coeficiente de atrito do diamante (curva C) e do lubrificante mineral (curva A) com o tempo de deslizamento. Fonte: (TAO; JIAZHENG; KANG, 1996).	27
Figura 3.1 - Processo de tratamento superficial das nanopartículas de diamante; (a) dispersão em ácido oleico e (b) a dispersão após o processo de centrifugação.	39
Figura 3.2 – (a) Nanolubrificantes de POE/Diamante produzidos, aumentando concentração da esquerda para direita; (b) nanolubrificantes 15 dias após a dispersão.	39
Figura 3.3 - Viscosímetro Stabinger SVM 3000/G2 utilizado para as medições de massa específica e viscosidade de nanolubrificantes.	40
Figura 3.4 - Montagem experimental para a medição da condutividade térmica de nanolubrificantes a diferentes temperaturas.	41
Figura 3.5 - Tribômetro universal Plint® TE-67 utilizado no desenvolvimento deste trabalho	42
Figura 3.6 - Representação esquemática da bancada experimental de refrigeração utilizada para o desenvolvimento do presente trabalho.	44

Figura 3.7 Bancada experimental de refrigeração reconstruída para o desenvolvimento deste trabalho.....	45
Figura 3.8 (a) compressor <i>scroll</i> ZP49K. (b) Inversor de frequência YASKAWA V-1000 utilizado na bancada experimental. Fonte: catálogo do fabricante.....	45
Figura 3.9 - Trocadores de calor de placas brasadas APEMA. À esquerda o condensador AEK 070-40 e à direita o vaporador AEK 095-60.	46
Figura 3.10 - Sistema de expansão CAREL: (a) Válvula de expansão eletrônica E ² V24SSF10, (b) <i>driver</i> EVD0000T50, (c) sensor de pressão ratiométrico SPKT0013R0 e (d) sensor de temperatura de contato NTC030HF01. Fonte: www.carel.com.br	47
Figura 3.11 (a) Filtro secador de líquido e (b) visor de líquido instalados na bancada experimental.	48
Figura 3.12 Localização dos termopares colados na superfície do compressor.....	48
Figura 3.13 - Analisador de energia CESINEL modelo MEDICAL ST.....	50
Figura 4.1 - Comparação entre resultados experimentais da massa específica do fluido base e os encontrados por Kedzierski (2013).	56
Figura 4.2 - Massa específica de nanolubrificantes de Di/POE em função da temperatura .	57
Figura 4.3 - Comparação da massa específica experimental de nanolubrificantes de Di/POE em função da concentração volumétrica de nanopartículas a 40 °C e dados estimados pelo modelo de Pak e Cho (1998).....	57
Figura 4.4 - Viscosidade dinâmica em função da temperatura a diferentes concentrações .	58
Figura 4.5 - Viscosidade dinâmica de nanolubrificantes em função da concentração volumétrica.	59
Figura 4.6 - Comparação entre os valores da condutividade térmica do lubrificante POE ISO 32 medidos no presente trabalho e os encontrados em Sousa (2017).	60
Figura 4.7 - Condutividade térmica do fluido base e de nanolubrificantes POE/Di em função da temperatura.	61

Figura 4.8 – Razão da condutividade térmica de nanolubrificantes de POE/Di em função da concentração volumétrica a 25 °C.....	62
Figura 4.9 - Coeficiente de atrito de nanolubrificantes em função do número de ciclos realizados.	63
Figura 4.10 - Coeficiente de atrito médio e redução média do coeficiente de atrito do teste de nanolubrificantes POE/Di, ambos em relação ao lubrificante puro versus a concentração de nanopartículas.	64
Figura 4.11 - Coeficiente de atrito médio em regime permanente em função da concentração mássica de nanopartículas de diamante.	65
Figura 4.12 - Perfis transversais das escaras de desgaste para cada concentração.	66
Figura 4.13 - Volume desgastado medido em função da concentração de nanopartículas..	66
Figura 4.14 - Parâmetro de rugosidade Rq do perfil da trilha de desgaste em função da concentração em massa de nanopartículas.	67
Figura 4.15 - Vazão mássica em função da temperatura de evaporação e da frequência. ..	69
Figura 4.16 - Capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação, variando a frequência de rotação do compressor.....	70
Figura 4.17 - Capacidade de refrigeração medida na linha de fluido refrigerante versus a capacidade medida na linha de água gelada.	70
Figura 4.18 - Capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação e da frequência, para o nanolubrificante (a) com 0,1% e (b) com 0,5% de concentração de diamante.	72
Figura 4.19 - Potência consumida pelo compressor, para o fluido base e os nanolubrificantes, em função da temperatura de evaporação e da frequência.	73
Figura 4.20 - Coeficiente de desempenho do sistema em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações de (a) 0,1% e (b) 0,5% de diamante...	74
Figura 4.21 - Temperatura de descarga do compressor em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações de (a) 0,1% e (b) 0,5% de diamante...	76

Figura 4.22 - Temperatura superficial do compressor T_0 em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações avaliadas.....	77
Figura 4.23 - Temperatura do cárter do compressor em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações de (a) 0,1% e (b) 0,5% de diamante.....	78
Figura 4.24 - Eficiência isentrópica do compressor em função da temperatura de evaporação operando com o lubrificante puro e nanolubrificantes.....	80
Figura 4.25 - Capacidade de refrigeração versus a vazão mássica do sistema de refrigeração.....	81
Figura 4.26 Coeficiente de desempenho relativo versus capacidade de refrigeração relativa de nanolubrificantes em relação ao sistema operando com o lubrificante POE puro.	82
Figura 4.27 Coeficiente de desempenho relativo versus capacidade de refrigeração relativa de nanolubrificantes em relação ao sistema operando com o lubrificante POE puro a diferentes temperaturas de evaporação.....	83
Figura 4.28 - Capacidade de refrigeração do R32 com nanolubrificantes em função da temperatura de evaporação e da frequência, (a) concentração de 0,1% e (b) concentração de 0,5%.....	85
Figura 4.29 - Potência consumida pelo compressor operando com R32 e com nanolubrificante em função da temperatura de evaporação, a diferentes frequências de rotação.	86
Figura 4.30 - COP do R32 operando com nanolubrificantes de diamante em função da temperatura de evaporação e da velocidade de rotação do compressor, (a) concentração de 0,1% e (b) concentração de 0,5%.	87
Figura 4.31 - Temperatura de descarga do compressor operando com R32 e com nanolubrificante, com concentração de 0,1% em função da temperatura de evaporação, a diferentes frequências de operação.	88
Figura 4.32 – Temperatura de descarga do compressor operando com R32 e com nanolubrificantes, com concentração de 0,5% de diamante, em função da temperatura de evaporação.....	89

Figura 4.33 - Temperatura do cárter do compressor operando com R32, com POE puro e com nanolubrificantes, (a) concentração de 0,1% e (b) concentração de 0,5% de diamante.	90
Figura 4.34 - Vazão mássica do sistema ao operar com R410A e R32 em função da temperatura de evaporação.....	91
Figura 4.35 - Eficiência isentrópica do compressor ao operar com R32 e nanolubrificantes de diamante em função da temperatura de evaporação e da frequência.	92
Figura 4.36 - Capacidade de refrigeração versus a vazão mássica do sistema operando com R32.	93
Figura 4.37 – Velocidade de decantação de uma nanopartícula de diamante dispersada em lubrificante POE em função da temperatura.....	94
Figura 4.38 - Coeficiente de desempenho relativo e capacidade de refrigeração relativa do sistema operando com R32 e nanolubrificantes.....	95
Figura 4.39 - Coeficiente de desempenho relativo e capacidade de refrigeração relativa do sistema operando com R32 e nanolubrificantes a diferentes temperaturas de evaporação.	95
Figura A-1 - Erro de medição dos termopares para avaliação do erro permitido pela norma ASTM-E320.	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1a - Tabela de resumo dos trabalhos encontrados na literatura sobre a viscosidade de nanolubrificantes.....	18
Tabela 2.2 - Tabela de resumo sobre estudos experimentais da condutividade térmica de nanolubrificantes.....	23
Tabela 2.3a - Tabela de resumo dos trabalhos sobre a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração.	34
Tabela 3.1 - Propriedades das nanopartículas de diamante utilizadas no presente trabalho. Fonte: <i>Nanostructured & Amorphous Materials, Inc</i>	37
Tabela 3.2 – Concentrações equivalentes dos nanolubrificantes de diamante produzidos. .	38
Tabela 3.3 - Condições experimentais dos testes de lubrificação.....	43
Tabela 3.4 - Tabela de resumo dos módulos e instrumentos da bancada experimental.	49
Tabela 3.5 - Condições de teste avaliadas no presente trabalho.....	52
Tabela 3.6 - Incertezas associadas às variáveis diretas.	53
Tabela 3.7 - Incertezas associadas às variáveis calculadas.....	54
Tabela A-1 – Modelo de propagação de erros. Fonte: (GÓMEZ, 2015)	104
Tabela B-1 Curvas de calibração dos sensores de pressão piezo resistivos.....	106
Tabela B-2 Curvas de calibração dos sensores de temperatura PT-100 localizados no circuito de fluido refrigerante.....	106
Tabela B-3. Curvas de calibração dos sensores de temperatura PT-100 localizados nos circuitos de água.....	106
Tabela B-4 Curvas e calibração dos sensores termopar tipo t para medição da temperatura superficial do compressor.....	107
Tabela B-5 Curvas de calibração dos medidores de vazão tipo coriolis e de efeito hall.....	107

LISTA DE SÍMBOLOS

Arábicos

A_1	Área média desgastada [μm^2]
BE	Balanco de energia
C_p	Calor específico de uma substância [$kJ/(kg \cdot K)$]
g	Constante gravitacional [m/s^2]
h	Entalpia [$kJ/(kg \cdot K)$]
I	Incremento relativo de uma propriedade
k	Condutividade térmica [$W/(m \cdot K)$]
k_{fb}	Condutividade térmica do fluido base [$W/(m \cdot K)$]
k_{np}	Condutividade térmica da nanopartícula [$W/(m \cdot K)$]
k_r	Razão entre a condutividade térmica do nanolubrificante sobre a do fluido base
m	Massa [kg]
m_{fb}	Massa do fluido base [kg]
m_{np}	Massa de nanopartículas [kg]
\dot{m}	Vazão mássica de fluido refrigerante [kg/s]
\dot{m}_{H_2O}	Vazão mássica de água [kg/s]
n	Esfericidade da nanopartícula
P	Pressão absoluta [bar]
\dot{Q}_{Evap}	Capacidade de refrigeração [W]
r	Raio de uma nanopartícula [nm]
T	Temperatura [$^{\circ}C$]
T_{Evap}	Temperatura de evaporação [$^{\circ}C$]
U	Velocidade relativa entre duas superfícies em contato [m/s]
V	Velocidade [m/s]
W	Carga normal aplicada entre duas superfícies em contato [N]
\dot{W}_{Comp}	Potência consumida pelo compressor [W]
x	Título, propriedade termodinâmica [-]
X	Propriedade a ser avaliada

Gregos

μ	Viscosidade dinâmica [$mPa \cdot s$]
μ_{fb}	Viscosidade dinâmica do fluido base [$mPa \cdot s$]
μ_{nf}	Viscosidade dinâmica do nanolubrificante [$mPa \cdot s$]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
ρ_{fb}	Massa específica do fluido base [kg/m^3]
ρ_{np}	Massa específica da nanopartícula [kg/m^3]
ρ_{nf}	Massa específica do nanolubrificante [kg/m^3]
ϕ	Concentração de nanopartículas
ϕ_{vol}	Concentração volumétrica de nanopartículas
ϕ_m	Concentração em massa de nanopartículas

Siglas

A1	Classificação normativa
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros do Setor de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
CFC	Clorofluorcarbono
COP	Coeficiente de desempenho
EEV	Válvula de expansão eletrônica
GWP	Potencial de aquecimento global
HFC	Hidrofluorcarbono
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
ISO	Organização Internacional de Normalização
LEPU	Laboratório de ensino e pesquisa em usinagem
LESTnano	Laboratório de energia, sistemas térmicos e nanotecnologia
LTM	Laboratório de tribologia e materiais
LVDT	Transformador diferencial variável linear
NB	Nitrato de boro
ODP	Potencial de destruição de ozônio
OM	Óleo mineral
PAG	Polialquileno glicol
PAO	Polialfaolefina;
POE	Poliol éster
UFU	Universidade Federal de Uberlândia

SUMÁRIO

CAPTÍTULO I - Introdução	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Estrutura da dissertação.....	2
CAPÍTULO II – Revisão Bibliográfica	4
2.1. Sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	4
2.1.1. Fluido refrigerante R410A.....	6
2.1.2. Fluido refrigerante R32	7
2.1.3. Lubrificante sintético poliol éster (POE).....	9
2.2. Nanolubrificantes	10
2.3. Propriedades termofísicas de nanolubrificantes.....	13
2.3.1. Massa específica	13
2.3.2. Viscosidade	14
2.3.3. Condutividade térmica	20
2.4. Desempenho tribológico de nanolubrificantes	25
2.5. Utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração.....	29
CAPÍTULO III – Metodologia Experimental	37
3.1. Síntese dos nanolubrificantes.....	37
3.2. Medição das propriedades termofísicas de nanolubrificantes	40
3.2.1. Massa específica e viscosidade	40
3.2.2. Condutividade térmica	41
3.3. Ensaio tribológicos.....	41
3.4. Bancada experimental de refrigeração.....	43
3.4.1. Componentes básicos da bancada experimental.....	45
3.4.2. Instrumentação e monitoramento da bancada	48

3.4.3. Avaliação das propriedades do sistema	50
3.4.4. Metodologia dos testes e condições avaliadas	51
3.4.5. Análise da incerteza de medição	52
CAPÍTULO IV – Análise dos resultados	55
4.1. Propriedades termofísicas de nanolubrificantes	55
4.1.1. Massa específica	55
4.1.2. Viscosidade	58
4.1.3. Condutividade térmica	60
4.2. Desempenho tribológico de nanolubrificantes	63
4.2.1. Coeficiente de atrito de nanolubrificantes	63
4.2.2. Medição do desgaste das amostras	65
4.3. Testes de aplicação de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração	68
4.3.1. Testes com R410A e lubrificante POE puro	68
4.3.2. Testes com R410A e nanolubrificantes	71
4.3.3. Testes com R32 e nanolubrificantes	84
CAPÍTULO V – Conclusões e perspectivas futuras	96
REFERÊNCIAS	99
APÊNDICE I	104
APÊNDICE II	106

CAPTÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Com o intuito de aprimorar sistemas de refrigeração e ar condicionado tornando-os mais eficientes e menos agressivos ao meio ambiente, ao longo do tempo, tem-se experimentado diferentes alternativas, como o aperfeiçoamento das técnicas de controle e automação, otimização dos equipamentos que os compõem, desenvolvimentos de novos fluidos refrigerantes com menor impacto ambiental, melhores propriedades térmicas, entre outros. Dessa forma, nasce uma outra alternativa, a dispersão de partículas em escala nanométrica dentro de um fluido base, denominada de nanofluido, e, mais especificamente, quando o fluido base é um óleo lubrificante, a mistura recebe o nome de nanolubrificante. Esse tipo de lubrificante apresenta melhores propriedades tribológicas e térmicas em relação aos lubrificantes convencionais, tornando-os relevantemente interessantes para o setor de ar condicionado e refrigeração.

Trabalhos experimentais encontrados na literatura têm reportado aumentos favoráveis na eficiência deste tipo de sistema com a utilização de nanolubrificantes, sendo, em destaque, o aumento na capacidade de refrigeração e a redução do consumo de energia do compressor. Isto torna os nanolubrificantes uma inovadora alternativa para aprimorar a eficiência de sistemas de refrigeração, permitindo a melhora da lubrificação e da durabilidade do compressor, por meio da redução do atrito e a alteração dos mecanismos de desgaste existentes na lubrificação convencional. É importante destacar que o compressor, geralmente, é o equipamento de mais elevado custo de um sistema de refrigeração e, ainda, é o único com componentes móveis submetidos a elevadas cargas, causados por elevados gradientes de pressão e de temperatura durante o funcionamento.

Nesse sentido, o presente trabalho tem como objetivo avaliar a utilização de nanolubrificantes de diamante, nas concentrações de 0,1%, 0,5% e 1,0%, em um sistema refrigeração com compressor *scroll*, operando com R410A e R32 como fluido refrigerante.

1.2. Objetivos

O principal objetivo do presente trabalho é a avaliação experimental do desempenho de um sistema de refrigeração operando com nanolubrificantes de diamante a base de óleo lubrificante de refrigeração, tipo poliol éster (POE). Os dados experimentais servirão de apoio ao entendimento dos fenômenos físicos envolvidos na utilização de nanopartículas como aditivo lubrificante em sistemas de refrigeração. Paralelamente ao objetivo principal, decidiu-se realizar ensaios tribológicos que permitiram viabilizar a utilização de diamante como aditivo lubrificante. Para atingir esse objetivo foram propostos uma série de objetivos específicos, assim destacados:

- Realizar um levantamento bibliográfico sobre nanolubrificantes, principalmente nas áreas que competem às propriedades termofísicas massa específica, viscosidade e condutividade térmica; e à aplicação de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração;
- Reconstrução da bancada experimental de refrigeração para a realização dos testes.
- Realizar a medição das propriedades termofísicas de nanolubrificantes de diamante;
- Realização de testes de deslizamento alternado dos nanolubrificantes sintetizados para a avaliação do coeficiente de atrito e do desgaste;
- Avaliar experimentalmente o desempenho do sistema de refrigeração com a utilização de nanolubrificantes de diamante com os fluidos refrigerantes R410A e R32.

1.3. Estrutura da dissertação

O presente trabalho está organizado para apresentar em sequência as etapas empreendidas para atingir o objetivo principal proposto. Nesse sentido, a dissertação apresenta cinco capítulos, (1) introdução, (2) revisão bibliográfica, (3) metodologia

experimental, (4) análise e discussão de resultados e, finalmente, (5) conclusões e recomendações. Nessas condições, os capítulos foram organizados da seguinte forma:

O capítulo II apresenta o levantamento bibliográfico realizado que aborda de forma introdutória a lubrificação do compressor de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, em conjunto com os fluidos refrigerantes e o óleo lubrificante utilizados. Posteriormente é introduzido o conceito de nanolubrificantes, a sua síntese e o estado da arte sobre as propriedades termofísicas massa específica, viscosidade e condutividade térmica. Na sequência, são abordados os tópicos referentes à lubrificação e à adição de nanopartículas como aditivos de baixo atrito e menor desgaste. Por último, é apresentado um estado da arte sobre a utilização de nanolubrificantes em sistema de ar condicionado e refrigeração.

O capítulo III apresenta de forma detalhada o processo de síntese realizado para a obtenção dos nanolubrificantes utilizados nesta pesquisa. Na sequência, são apresentados os equipamentos e as metodologias utilizadas para a medição das propriedades termofísicas. Posteriormente, é apresentada a metodologia referente aos ensaios tribológicos realizados. Para finalizar, é mostrada uma descrição detalhada da bancada experimental de refrigeração, e a descrição dos procedimentos de realização dos testes.

No capítulo IV, são apresentados e discutidos os resultados obtidos sobre as propriedades termofísicas estudadas. Além disso, os resultados referentes ao coeficiente de atrito e ao desgaste, obtidos a partir dos ensaios tribológicos, são discutidos. Por último, são analisados os resultados de aplicação dos nanolubrificantes na bancada experimental referente às variáveis que a adição de nanopartículas mais impactou, tais como capacidade de refrigeração, potência consumida, coeficiente de desempenho e temperaturas de descarga e do cárter do compressor.

O capítulo V traz as conclusões mais relevantes encontradas no presente trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o intuito de situar o leitor, este capítulo abordará os tópicos necessários para facilitar a compreensão do texto. Primeiro, serão explicados os fundamentos referentes ao ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor, os fluidos refrigerantes e o lubrificante envolvidos nesta pesquisa. Em seguida, será realizada uma introdução aos nanolubrificantes envolvendo a síntese, a estabilidade e as propriedades termofísicas: massa específica, viscosidade e condutividade térmica. Depois, é realizado um breve levantamento bibliográfico sobre o desempenho tribológico de nanopartículas como aditivos lubrificantes. Para finalizar, é apresentado o estado da arte referente à utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração.

2.1. Sistema de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo frigorífico que a maioria de sistemas de ar condicionado e refrigeração seguem é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que, em sua forma mais básica, é composto por quatro equipamentos fundamentais: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Um fluido de trabalho, denominado fluido refrigerante, é o encarregado de percorrer o ciclo mencionado, transportando a energia retirada do meio a ser resfriado e cedendo-a para o meio exterior. A Fig. 2.1 apresenta de forma esquemática os componentes básicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

O ciclo de refrigeração pode ser explicado a partir dos processos a que o fluido refrigerante é submetido para cumprir sua função. Inicialmente, o refrigerante sai do evaporador como vapor superaquecido a baixa pressão e entra no compressor, que fornece a energia necessária ao fluido para aumentar sua pressão e, por consequência, sua temperatura. O fluido proveniente do compressor, a elevada pressão e elevada temperatura, entra no condensador, onde troca calor com o meio externo até atingir no mínimo o estado de líquido saturado. O dispositivo de expansão recebe o fluido refrigerante no estado líquido e,

por meio de uma obstrução do escoamento, causa uma queda drástica de pressão, o que deixa o fluido refrigerante a baixa temperatura e em evaporação parcial. O fluido refrigerante que sai do dispositivo de expansão entra no evaporador, onde troca calor com o meio a ser resfriado até evaporar completamente. Para finalizar, retorna ao compressor reiniciando o ciclo termodinâmico.

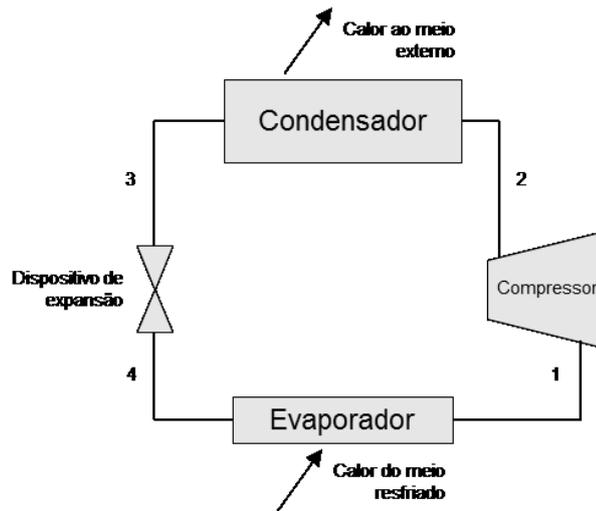


Figura 2.1 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.

O compressor de refrigeração precisa de uma boa lubrificação para garantir um funcionamento correto, uma vez que é o único componente do sistema que possui partes móveis submetidas a elevados gradientes de pressão e temperatura, existentes entre as linhas de sucção e descarga. Para garantir a boa lubrificação do compressor, utiliza-se o óleo lubrificante, cuja principal função é fornecer a lubrificação necessária aos componentes móveis como mancais e elementos de compressão, que podem ser pistões, rotores ou parafusos, a depender do tipo do compressor.

Outra importante função do lubrificante é a de eliminar os vazamentos internos de gás durante o processo de compressão e retirar parte do calor dos componentes da câmara, por meio da formação de um filme de óleo entre as superfícies com movimento relativo. O lubrificante destinado à lubrificação e vedação da câmara de compressão é transportado pela solubilidade com o fluido refrigerante e pelo arrasto do escoamento na forma de vapor de óleo ou névoa (MANG, 2014).

Segundo Kruse e Schroeder (1985), a percentagem de óleo lubrificante que é deslocada pelo compressor e que, por consequência, circula até os demais componentes do sistema de refrigeração pode atingir valores da ordem de 10% da massa do mesmo. No condensador, o óleo lubrificante, em função da miscibilidade com o fluido refrigerante, permite

a formação de uma mistura homogênea que o transporta até o dispositivo seguinte. Na válvula de expansão, o óleo pode causar bloqueios com a existência de substâncias insolúveis ou contaminantes. Por fim, no evaporador, a chegada de óleo tende a dificultar a transferência de calor com o meio a ser resfriado.

O lubrificante deve ser solúvel no fluido refrigerante na fase gasosa, a fim de garantir o retorno controlado de óleo ao compressor, evitando assim que o óleo armazenado no cárter seja diluído. Essa diluição do óleo lubrificante pelo fluido refrigerante resultaria em uma redução da viscosidade efetiva da mistura em relação ao lubrificante puro, que, por consequência, causaria uma perda da capacidade de carga nos componentes lubrificadas do compressor (GRANDO; PRIEST; PRATA, 2005).

2.1.1. Fluido refrigerante R410A

O fluido refrigerante R410A é uma mistura quase azeotrópica composta por 50% de R32 (Difluorometano) e 50% de R125 (Pentafluoroetano), sendo o refrigerante substituto do R22 mais utilizado em aplicações de aquecimento e ar condicionado residencial (BARVE; CREMASCHI, 2012). Esse fluido refrigerante possui um potencial de destruição da camada de ozônio ODP (do inglês, *Ozone Depletion Potential*) nulo, mas possui um elevado potencial de aquecimento global, ou GWP (do inglês, *Global Warning Potential*), com valor equivalente a ~2000 kg de CO₂.

O R410A é um fluido refrigerante com classificação de segurança A1, outorgada pela norma ASHRAE 34, que indica baixa inflamabilidade e baixa toxicidade. O R410A, por ser um HFC (Hidrofluorcarbono), possui baixa miscibilidade com o óleo lubrificante mineral, por isso sua utilização requer o uso de lubrificantes sintéticos. A Fig. 2.2 apresenta o diagrama pressão-entalpia do fluido refrigerante R410A.

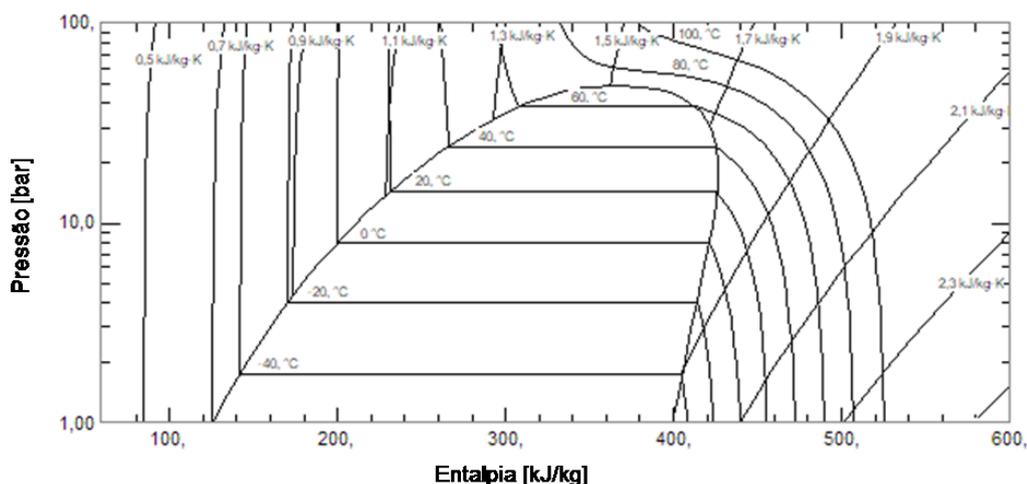


Figura 2.2 - Diagrama pressão-entalpia do R410A. Fonte: Gerado com o *software* Refprop.

Devido ao elevado GWP que esse fluido refrigerante possui, este tem chamado a atenção de muitos pesquisadores da área à procura de fluidos alternativos que possam substituí-lo, e assim diminuir esse impacto no meio ambiente. Dando suporte a isso, assim como o Protocolo de Montreal, em 1985, foi proposto para reduzir e eliminar a produção e consumo dos CFCs (clorofluorcarbonos) e dos HCFCs (Hidroclorofluorcarbonos), recentemente, em outubro de 2016, foi aprovada a Emenda de Kigali, que propõe a redução da produção e do consumo dos fluidos refrigerantes HFCs por possuírem um elevado impacto no efeito estufa.

2.1.2. Fluido refrigerante R32

O R32 ou Difluorometano é um fluido refrigerante puro com potencial zero de destruição da camada de ozônio e baixo GWP, de ~675, componente de 50% em massa do R410A e altamente utilizado em misturas de fluidos refrigerantes como possíveis alternativos de baixo GWP. Segundo a ASHRAE 34, possui a classificação de segurança A2L, correspondente a baixo nível de toxicidade, a baixa inflamabilidade e pouca propagação de chama. A Fig. 2.3 apresenta o diagrama de pressão-entalpia do R32, no qual pode ser observado que, para as mesmas temperaturas de evaporação, esse fluido possui pressões similares e entalpias de vaporização maiores em relação ao R410A.

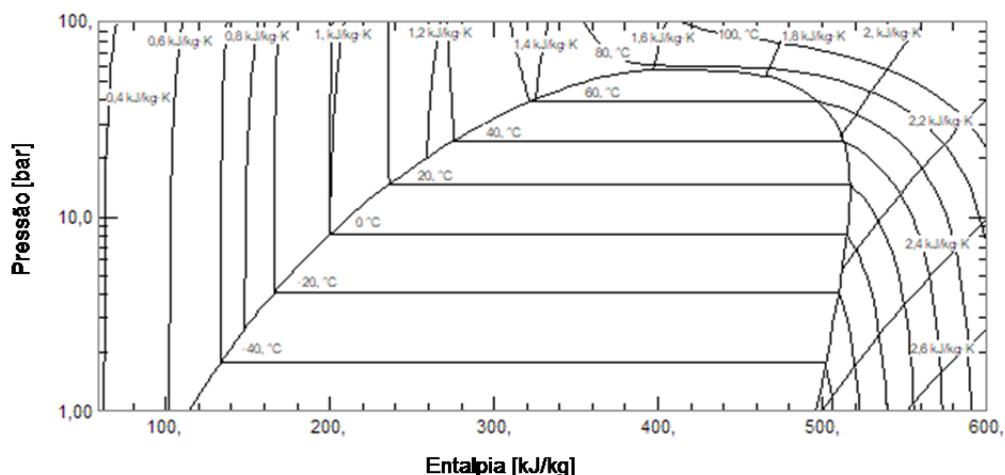


Figura 2.3 - Diagrama pressão-entalpia do R32. Fonte: Gerado com o *software* Refprop.

O R32 possui algumas vantagens em relação ao R410A, como: temperatura crítica maior; menor massa específica no estado líquido, resultando em menor carga de fluido refrigerante; massa específica 26% menor, em consequência, menor vazão mássica e perdas de carga de até 50% mais baixas; condutividade térmica mais elevada, aumentando os

coeficientes de transferência de calor nos trocadores (PHAM; RAJENDRAN, 2012). No entanto, quando este fluido é utilizado na descarga do compressor, são atingidas temperaturas muito elevadas que podem deteriorar as propriedades do óleo lubrificante, já que este convencionalmente apresenta indícios de oxidação a temperaturas acima de 120 °C, podendo danificar o equipamento. Quanto à lubrificação, o R32 apresenta uma desvantagem nos processos de *drop-in*¹, devido à pobre miscibilidade com o óleo lubrificante POE comumente utilizado para o R410A (GUO; JI; WANG, 2012).

Diferentes trabalhos são encontrados na literatura visando a utilização do R32 como substituto do R410A. A seguir, serão citados de forma resumida alguns trabalhos em que o R32 foi utilizado em compressores tipo *scroll* de R410A, para apresentar resultados que permitam conhecer o comportamento do sistema quando este fluido é utilizado.

Gou; Ji; Wang (2012) testaram experimentalmente um compressor tipo *scroll* de R410A operando com R32, com o objetivo de determinar os principais problemas envolvidos na substituição deste fluido refrigerante. Como principal problema, encontraram que o grau de superaquecimento do refrigerante na sucção do mecanismo de compressão foi aumentado devido à redução da vazão mássica do sistema junto com o calor gerado pelo motor elétrico, o que aumentava a temperatura de descarga.

Pham e Rajendran (2012) avaliaram o R32 como substituto em uma bomba de calor com compressor *scroll* de 3 TR (10.54 kW) de capacidade, projetado para R410A. Encontraram um ganho entre 3% e 4% na capacidade do compressor e uma redução de ~1% na eficiência do sistema, em relação ao sistema operando com R410A. Além disso, foi encontrado um superaquecimento maior devido à redução de ~28% na vazão mássica do sistema, o que trouxe como consequência maior temperatura de descarga do compressor. Dessa forma, concluíram que o R32 poderia funcionar como possível candidato em equipamentos novos durante a fase inicial de eliminação dos HFCs.

Schultz e Kujak (2012) estudaram a substituição do R410A pelo R32 em um resfriador de líquido com capacidade nominal de 5 TR (17,6 kW). No estudo, foram reportadas capacidades de refrigeração similares, desempenho global do sistema mais baixo, maior temperatura de descarga, da ordem de 100 °C, e utilização de 20% menos carga de fluido refrigerante.

Shrestha et al. (2013), por meio de calorimetria, encontraram um aumento na capacidade de refrigeração de 1% e uma queda de 3,7% na eficiência de um compressor tipo *scroll* de R410A, com potência de 1,5 TR (5,27 kW), ao operar com R32 como possível substituto. Utilizando a mesma metodologia que os autores anteriores, Rajendran e Nicholson

¹ *Drop-in*, do inglês, define o processo de substituição direta do fluido refrigerante de um sistema de refrigeração sem realizar nenhuma alteração nos componentes.

(2014) testaram o R32 em um compressor *scroll* de 2,5 TR (8,8 kW) de R410A. Os resultados mostraram que o R32 opera com capacidade de 3 a 5% maior e com perdas na eficiência da mesma faixa, quando comparado com o sistema operando com o R410A.

2.1.3. Lubrificante sintético poliol éster (POE)

Com o advento dos fluidos refrigerantes HFCs como substitutos de potencial zero de destruição da camada de ozônio, percebeu-se que essa nova família de fluidos refrigerantes possui baixa miscibilidade com os óleos lubrificantes minerais. Isto fez com que a indústria de ar condicionado e de refrigeração visse a necessidade de desenvolver ou adotar outro tipo de óleo lubrificante. Esse foi o caso do óleo lubrificante sintético poliol éster (POE), que viabilizou a utilização dos HFCs por apresentar excelente miscibilidade com esse tipo de refrigerantes. Além disso, o lubrificante POE também apresenta outras características como: excelente estabilidade térmica e química na presença de fluidos refrigerantes, elevado índice de viscosidade², longa vida e compatibilidade com a maioria dos materiais de vedação.

O lubrificante POE, assim como todos os óleos tipo ésteres, é higroscópico, já que é produzido pela reação química entre um ácido carboxílico e um álcool, o que resulta em éster mais água, na qual a água é eliminada em processos subsequentes. A reação química inversa à de produção do éster, chamada de hidrólise, leva à separação do éster pela presença de água, fazendo com que reapareçam os componentes iniciais (HOUSEL, 2014).

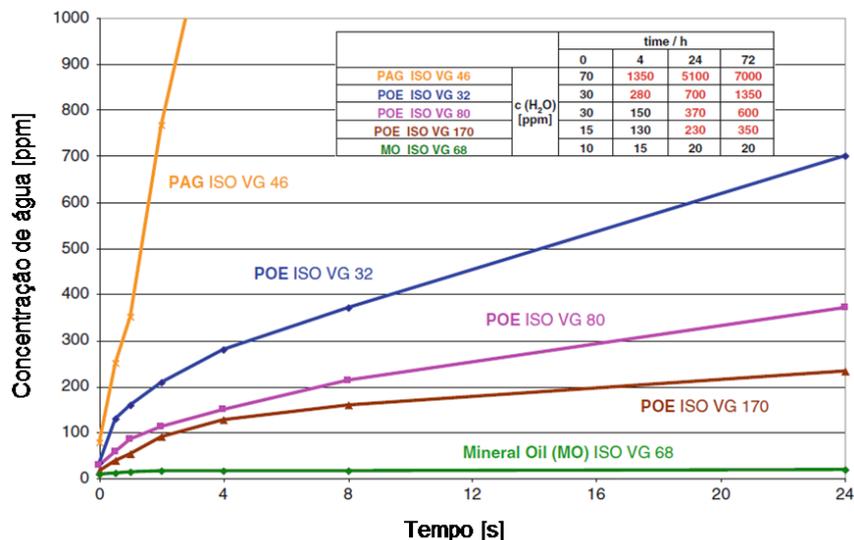


Figura 2.4 - Absorção de água para diferentes óleos de refrigeração em função do tempo.
Fonte: (MANG, 2014).

² Segundo a norma ASTM D2270-10, o índice de viscosidade é um número arbitrário utilizado para caracterizar a variação da viscosidade cinemática de um produto derivado do petróleo com a temperatura.

De acordo com Mang (2014), devido ao processo de síntese e à natureza higroscópica do POE, o armazenamento e a utilização desse produto devem ser feitos de forma adequada, uma vez que ele pode hidrolisar com a exposição de concentrações de água acima de 200 ppm durante um tempo prolongado. A Fig. 2.4 apresenta um estudo realizado pelo mesmo autor sobre a absorção de água de diferentes tipos de óleo lubrificantes de refrigeração em função do tempo a 20 °C e 60% de umidade relativa. Como é possível observar, o lubrificante POE pode atingir o valor máximo permissível de 200 ppm de água em menos de duas horas.

Devido à característica higroscópica que esse tipo de lubrificante possui, é muito importante realizar de forma correta o procedimento de evacuação e de carga de fluido refrigerante no sistema, já que na evacuação são retirados a umidade e outros gases contaminantes existentes no sistema. No caso de ainda existir umidade no sistema junto com a exposição a elevadas temperaturas, pode ocorrer a hidrólise do éster. Isto leva à aparição de componentes ácidos dentro do sistema, trazendo como consequência rápidos efeitos de corrosão e de cobreamento (SHORT; RAJEWSKI; OBERLE, 1996).

Com o objetivo de evitar os problemas relacionados a esse tipo de lubrificante, alguns autores como Zhao; Xu; Su (2000) propuseram um procedimento para retirar a umidade de sistemas de refrigeração utilizados em testes de laboratório para compressores lubrificados com POE. O procedimento começa com a evacuação do sistema utilizando uma bomba de vácuo de duas etapas por aproximadamente 4 horas. Em seguida, o sistema é carregado com nitrogênio seco a elevada pressão e deixado por 24 h. Nesse ponto, simultaneamente, é testada a estanqueidade do sistema. Logo depois, o nitrogênio é retirado e realiza-se a evacuação do sistema novamente, mais uma vez por aproximadamente 4 horas. Para finalizar, esses três passos são realizados de 3 a 4 vezes. Dessa forma, elimina-se o efeito da umidade do sistema nos resultados experimentais.

2.2. Nanolubrificantes

Os nanofluidos, como definidos por Choi e Eastman (1995), são uma dispersão de partículas em escala nanométrica (1 – 100 nm) em um fluido de transferência de calor convencional comumente denominado como fluido base. Estes tendem a apresentar uma condutividade térmica mais elevada em relação ao fluido base. Os nanolubrificantes, por outro lado, possuem as mesmas características apresentadas pelos nanofluidos, porém utilizam como fluido base fluidos lubrificantes convencionais. Estes, além de visarem a melhoras nas propriedades termofísicas, também visam a um melhor desempenho tribológico. Deste modo, as nanopartículas servem como aditivos lubrificantes, já que, pelo reduzido tamanho, conseguem entrar facilmente na região de contato, nas asperezas da superfície, além de atuar

à temperatura ambiente, diferente da maioria de aditivos lubrificantes convencionais, que precisam atingir uma temperatura determinada durante um período de tempo, para ativar a sua função tribológica (OHMAE; MARTIN, 2008).

Para a produção de nanolubrificantes, existem dois métodos: o método de um passo e o método de dois passos, sendo o último o mais utilizado. No método de um passo, as nanopartículas são produzidas e simultaneamente dispersadas dentro do fluido base. Este método apresenta como vantagem a baixa aglomeração das nanopartículas e conseqüentemente uma estabilidade prolongada da dispersão. Embora este método seja capaz de fornecer soluções estáveis, possui como desvantagens o elevado custo, a produção em baixa escala e o fato de que o fluido base utilizado deve ter uma pressão de vaporização baixa. Já para o método de dois passos, as nanopartículas são adquiridas em forma de pó ou às vezes encontradas como soluções. Depois, são dispersadas no fluido base na concentração requerida utilizando um tipo de mecanismo de dispersão. Entre os principais mecanismos de dispersão mais utilizados na produção de nanolubrificantes, na literatura, encontram-se o homogeneizador de alta pressão, o banho ultra-sônico e a sonicação direta. Como vantagem, este método permite solucionar a principal desvantagem do método de um passo, já que permite a produção em grande escala a um menor custo, além de um estrito controle das concentrações. No entanto, esse método possui como desvantagem uma pior estabilidade, devido à elevada energia superficial que as nanopartículas apresentam e que promove formação rápida de aglomerados, formando arranjos com maior peso, e, conseqüentemente, levando à decantação da fase sólida.

A sonicação é um processo de dispersão no qual um fluido é submetido a uma vibração de elevada frequência, geralmente acima de 20 kHz. A exposição direta do fluido com um sonotrodo, elemento encarregado de converter a energia elétrica em vibração, causa uma agitação direta das moléculas, separando os aglomerados de nanopartículas encontrados no fluido. Melhores dispersões e menores tamanhos de aglomerados de nanopartículas são encontrados com o aumento do tempo de sonicação, como reportado por Mahbudul et al. (2015).

Atualmente, a maioria dos trabalhos reportados que envolvem nanolubrificantes aplicados na área de refrigeração utilizam o processo de sonicação para a produção das amostras. Bi; Shin; Zhang (2008) utilizaram este método para a produção de nanolubrificantes baseados em óleo mineral e nanopartículas de alumina. Jwo et al. (2009), por sonicação, dispersaram os nanolubrificantes de óleo mineral e alumina três vezes, cada uma de 50 minutos até atingir uma dispersão uniforme das nanopartículas. Saeedinia; Akhavan-Behabadi; Razi (2012) produziram nanolubrificantes baseados em óleo de lubrificante automotivo e nanopartículas de óxido de cobre (CuO) por meio de sonicação, a uma potência

de 400 W e a uma frequência de 24 kHz. Katiyar et al. (2016) utilizaram o processo de sonicação durante um tempo de aproximadamente 3 horas com uma potência de 750 W para a produção de nanofluidos de titânia (TiO_2) e óleo de transformador.

Uma das grandes dificuldades de atingir uma suspensão estável é a não afinidade das nanopartículas com o óleo lubrificante base (OHMAE; MARTIN, 2008). Para isso, são utilizados agentes estabilizadores chamados de surfactantes, que encapsulam as nanopartículas formando micelas. A Fig. 2.5 apresenta de forma esquemática as moléculas de surfactante envolvendo uma nanopartícula. A cabeça da molécula em contato com a superfície da nanopartícula representa a parte polar (hidrofílica), enquanto a cauda da molécula representa a parte apolar (hidrofóbica). Uma vez que a parte apolar fica em contato com o óleo lubrificante base, cria-se uma afinidade com as nanopartículas e começam a existir forças de repulsão entre as mesmas nanopartículas, devido à igualdade das cargas superficiais, melhorando a estabilidade da suspensão.

Com o objetivo de melhorar a estabilidade dos nanolubrificantes, Xing; Wang; Yu (2014) trataram as superfícies de fulerenos C_{60} com surfactante *span-40* e *tween-60* antes de dispersá-las em óleo mineral de refrigeração. Shukla e Aiyer (2015) utilizaram ácido oleico como surfactante para funcionalizar as nanopartículas de diamante na relação 2,0 gramas de ácido oleico por cada grama de nanopartículas de diamante e óleo de transformador. Wan et al. (2015), para a produção de nanolubrificantes de nanopartículas de nitrato de boro (NB) e lubrificante automotivo, utilizaram ácido oleico como surfactante na concentração de 25% em massa.

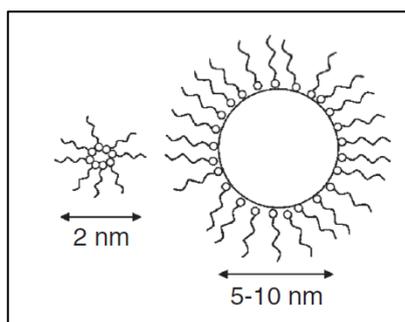


Figura 2.5 - Desenho esquemático de uma micela reversa. Fonte: (OHMAE; MARTIN, 2008).

Outra relevante dificuldade na obtenção de suspensões estáveis é a elevada massa específica das nanopartículas em relação a do fluido base, o que faz com que a força de empuxo e a força gravitacional que atuam sobre uma partícula individual dispersada dentro de um fluido apontem na mesma direção, aumentando assim a possibilidade de decantação do nanofluido. Isto também pode ser observado por meio da lei de Stokes da velocidade de

decantação para partículas esféricas (BABITA; SHARMA; GRUPTA, 2016). A lei de Stokes é apresentada na Eq. 2.1. Como mencionado anteriormente, a velocidade de decantação (V) da partícula é proporcional à diferença de massa específica do fluido base (ρ_{fb}) e das nanopartículas (ρ_{np}) e ao quadrado do raio da nanopartícula (r_{np}), e inversamente proporcional à viscosidade do fluido base (μ_{fb}).

$$V = \frac{2 \cdot r_{np}^2}{9 \cdot \mu_{fb}} \cdot (\rho_{np} - \rho_{fb}) \cdot g \quad (2.1)$$

Para concluir esta seção, cabe destacar a importância da estabilidade dos nanolubrificantes, já que só desta forma é possível garantir uma segura operação dos equipamentos com este tipo de fluidos, assim como manter ao longo do tempo as possíveis vantagens na lubricidade e na transferência de calor que os nanolubrificantes oferecem.

2.3. Propriedades termofísicas de nanolubrificantes

A adição de partículas em escala nanométrica em um lubrificante convencional faz com que estes apresentem propriedades termofísicas diferentes, algumas de maneira positiva para certas aplicações, como é o caso da condutividade térmica para a transferência de calor, e outras de forma negativa, como a maior massa específica e viscosidade, propriedades que tendem a aumentar a potência de bombeamento e a perda de carga em tubulações (GÓMEZ, 2015). Estas propriedades termofísicas dos nanolubrificantes podem ser influenciadas por muitas variáveis, tais como: a natureza dos materiais escolhidos para a síntese, o método de produção escolhido, a concentração, o diâmetro, a forma das nanopartículas, entre outras. Nesta seção, serão estudadas, por meio da revisão da literatura, a massa específica, a viscosidade e a condutividade térmica de nanolubrificantes. A literatura possui uma extensa quantidade de trabalhos que estudaram essas propriedades termofísicas de nanofluidos com base em óleo, porém esta revisão foi limitada a estudos que avaliaram as propriedades termofísicas de nanolubrificantes.

2.3.1. Massa específica

A massa específica de nanolubrificantes geralmente é maior em relação à do fluido base. Isto se deve ao elevado valor da massa específica que possuem as nanopartículas em relação ao do fluido base. Baseado na revisão da literatura, o modelo de Pak e Cho (1998) se

fundamenta na regra da mistura e se apresenta como um bom estimador desta propriedade. O modelo é apresentado pela Eq. 2.2,

$$\rho_{nf} = (1 - \phi_{vol}) \cdot \rho_{fb} + \phi_{vol} \cdot \rho_{np} \quad (2.2)$$

na qual ϕ_{vol} representa a concentração volumétrica e ρ_{np} , ρ_{fb} e ρ_{nf} representam a massa específica da nanopartícula, do fluido base e do nanofluido, respectivamente. Saeedinia; Akhavan-Behabadi; Razi (2012) encontraram um desvio máximo de 0,3% entre o valor da massa específica estimado pela regra da mistura e o valor medido experimentalmente de nanolubrificantes de monóxido de cobre (CuO), para concentrações de até 2,0% em massa. Kedzierski (2013) encontrou que os desvios ficaram dentro de $\pm 1\%$ na predição da massa específica utilizando a regra da mistura aplicada a nanolubrificantes de óleo sintético de refrigeração, com a adição de nanopartículas de alumina. Da Eq. 2.2 e dos dados experimentais encontrados na literatura, é possível concluir que a massa específica de nanolubrificantes é aumentada com o aumento da concentração de nanopartículas.

2.3.2. Viscosidade

Devido ao fato de os nanolubrificantes serem uma dispersão de sólido-líquido, mesmo sabendo que o tamanho médio das partículas sólidas dispersadas seja de escala nanométrica, o valor da viscosidade do nanolubrificante geralmente aumenta em relação ao valor do fluido base. Existem diferentes efeitos que influenciam no valor desta propriedade. Os principais são os relacionados à nanopartícula utilizada, como a concentração, a morfologia, o tamanho e a natureza. Por outro lado, encontram-se os relacionados ao fluido base, à natureza do fluido, e à utilização de surfactantes. Esta propriedade dos nanolubrificantes, da mesma forma que a do fluido puro, sofre uma forte queda com o aumento da temperatura.

Diversos autores realizaram estudos experimentais sobre esta propriedade (GHAZVINI et al., 2012), que estudaram a viscosidade de nanolubrificantes produzidos a partir de nanopartículas de diamante e de óleo lubrificante automotivo, nas concentrações em massa de 0,2% até 2,0%. Os resultados mostraram que a viscosidade aumenta com o aumento da concentração, porém diminui com o aumento da temperatura. O maior aumento da viscosidade com a concentração encontrado foi de 16% para a maior concentração avaliada. Os incrementos relativos da viscosidade diminuíram com o aumento da temperatura. Esse comportamento da viscosidade com a concentração e a temperatura também foi reportado por Sabareesh et al. (2012), que estudaram a viscosidade de nanolubrificantes compostos por lubrificante mineral de refrigeração e nanopartículas de titânia nas

concentrações de 0,005%, 0,01% e 0,015%, para as quais foram encontrados incrementos de 19, 25 e 28% a 40 °C, respectivamente.

Saeedinia; Akhavan-Behabadi; Razi (2012) estudaram o comportamento reológico de nanolubrificantes de óleo mineral e nanopartículas de óxido de cobre (CuO) e reportaram que os nanolubrificantes apresentaram comportamento newtoniano, para concentrações de até 2,0% em massa, e temperaturas de 20 °C - 60 °C. Além disso, reafirmaram que a viscosidade foi aumentada pela concentração e que os ganhos relativos ao aumento da concentração foram menores a temperaturas mais elevadas. O máximo aumento na viscosidade foi de 20% e foi reportado para a concentração de 2,0% a 20 °C.

Estudos (KOLE; DEY, 2013) mostram que a adição de nanopartículas de cobre (Cu) como aditivo e ácido oleico como surfactante, em lubrificantes de engrenagens, pode afetar fortemente a viscosidade. Nesses, foi reportado que os nanolubrificantes apresentaram comportamento não newtoniano, inclusive para a menor concentração avaliada (0,11%vol). Além disso, constataram aumentos de até ~71% na viscosidade dinâmica com o aumento da concentração, o que foi atribuído à formação de arranjos de nanopartículas, que aumentaram a tensão de cisalhamento interna do fluido. Na Fig. 2.6, é apresentada uma curva característica do comportamento da viscosidade de nanolubrificantes em função da temperatura, a diferentes concentrações volumétricas.

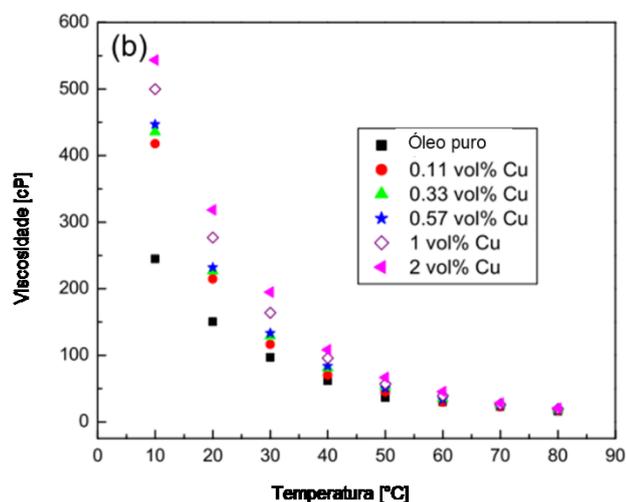


Figura 2.6 - Efeito da temperatura na viscosidade de nanolubrificante de cobre e lubrificante de engrenagens a diferentes concentrações. Fonte: (KOLE; DEY, 2013).

Kedzierski (2013), além de avaliar o efeito da concentração e da temperatura, também avaliou o efeito da adição de surfactante em nanolubrificantes compostos de óleo sintético POE de refrigeração e nanopartículas de alumina. Os resultados da avaliação mostraram que a viscosidade de nanolubrificantes é aumentada de forma significativa com o aumento da

concentração de surfactante. O mesmo comportamento foi encontrado para o mesmo fluido base com a adição de nanopartículas de alumina e óxido de zinco (KEDZIERSKI et al., 2016).

Wan et al. (2015) estudaram a viscosidade de lubrificante comercial SE 15W-40 contendo nanopartículas de nitrato de boro (NB). Os autores afirmaram que a adição de nanopartículas de BN até concentrações de 1,0% em massa não afetou de forma relevante essa propriedade. Embora não tenham encontrado aumentos relevantes com o aumento da concentração, foi encontrada uma redução drástica com o aumento da temperatura.

Kumar e Singh (2016) estudaram a viscosidade de nanolubrificantes de óleo mineral de refrigeração e nanopartículas de ZnO para as concentrações de 0,2 – 1,0%, na faixa de temperaturas de 10 até 60 °C. Os autores encontraram incrementos na viscosidade de 7,7% e 25,1% a 60 °C para a menor e maior concentração avaliada, respectivamente.

Almeida (2015) realizou um estudo sobre a viscosidade de nanolubrificantes compostos por lubrificante mineral de refrigeração e nanopartículas de alumina. Nesse estudo, foi encontrada uma tendência pouco comentada na literatura de que a viscosidade do nanolubrificante pode apresentar valores menores que a do fluido base para baixas concentrações de nanopartículas e em baixas temperaturas.

Sharif et al. (2016) avaliaram a viscosidade de nanolubrificantes compostos por alumina e lubrificante sintético para compressor de ar condicionado automotivo. Na avaliação, os autores encontraram que, para concentrações volumétricas acima de 0,3%, a viscosidade aumentou exponencialmente com o incremento da concentração. Para concentrações acima de 0,3% em volume, os nanolubrificantes também começaram a apresentar comportamento não newtoniano, atingindo incrementos de até 7,5 vezes o valor da viscosidade do fluido base a 25 °C. Isso permitiu aos autores determinar uma concentração limite de nanopartículas de alumina para o uso em compressores de ar condicionado automotivo, correspondente a de 0,3% em volume.

Zawawi et al. (2017) encontraram um incremento máximo de 9,7% na viscosidade de nanolubrificantes contendo nanopartículas híbridas de alumina/dióxido de silício (Al_2O_3/SiO_2) e óleo lubrificante sintético PAG de refrigeração. Os ganhos relativos nessa propriedade foram reduzidos com o aumento da temperatura. Além disso, os nanolubrificantes apresentaram comportamento newtoniano para concentrações até 1,0%v e temperaturas entre 303 – 353 K.

Sousa (2017) avaliou a viscosidade de nanolubrificantes de óleo sintético POE de refrigeração e nanopartículas de índio, utilizando fluidos bases de diferentes viscosidades. O estudo mostrou que a viscosidade seguia a mesma tendência reportada na literatura em relação à concentração e à temperatura, enquanto que para a temperatura de 10 °C e a concentração de 0,3 g/l foi observado que o aumento relativo na viscosidade dos nanolubrificantes aumentou com o aumento da viscosidade do fluido base.

Atualmente, a literatura dispõe de vários modelos teóricos e correlações experimentais para estimar a viscosidade de nanofluidos em função das variáveis que a influenciam, citadas no começo desta seção. Um dos primeiros modelos teóricos propostos é o modelo de Einstein (1906), que possui como variáveis de entrada a viscosidade do fluido base e a concentração, e é expressado por meio da Eq. 2.3,

$$\mu_{nf} = (1 + 2,5 \cdot \phi_{vol}) \cdot \mu_{fb} \quad (2.3)$$

em que ϕ_{vol} representa a concentração volumétrica de nanopartículas, μ_{fb} representa a viscosidade do fluido base e μ_{nf} representa a viscosidade estimada do nanofluido. A Eq. 2.3 fornece boas aproximações para concentrações abaixo de 0,02. Este modelo assume que as partículas dispersadas são rígidas e estão suficientemente afastadas uma de outra, de forma que não interagem entre si. Deste modo, o modelo considera o efeito aditivo do movimento do meio dispersado sobre uma única esfera (BIRD, 2002). Brinkman (1951) propôs outro modelo teórico para estimar a viscosidade de soluções e suspensões em função da concentração, também fundamentado no modelo de Einstein, e é expressado pela Eq. 2.4.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} / (1 - \phi_{vol})^{5/2} \quad (2.4)$$

Outro modelo teórico bastante encontrado na literatura é o modelo proposto por Batchelor (1997), no qual, além de levar em conta as forças viscosas já envolvidas no modelo de Einstein, adiciona outro termo que leva em conta o efeito do movimento Browniano das partículas dispersas no fluido. O modelo é expressado pela Eq. 2.5.

$$\mu_{nf} = \left(1 + \frac{5}{2} \cdot \phi_{vol} + 6,2 \cdot \phi_{vol}^2 \right) \cdot \mu_{bf} \quad (2.5)$$

Sharif et al. (2016) encontraram que o valor estimado da viscosidade de nanolubrificantes de alumina e lubrificante PAG a partir do modelo de Brinkman, em contraste com o valor encontrado experimentalmente, foi subestimado. Esse resultado se encontra em concordância com os obtidos por Oliveira (2012), que afirmou que as principais deficiências dos modelos teóricos existentes fundamentados no modelo de Einstein geralmente falham por não levar em conta a massa específica nem a natureza das nanopartículas dispersadas.

A Tabela 2.1 resume os trabalhos encontrados sobre o estudo da viscosidade de nanolubrificantes.

Tabela 2.1a - Tabela de resumo dos trabalhos encontrados na literatura sobre a viscosidade de nanolubrificantes.

Autor	Nanolubrificante	ϕ [%]	Método de produção	Destaques
(GHAZVINI et al., 2012)	Diamante/OM	0,2 – 2,0%m	Método de dois passos.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de até 16% (2,0%m); • Redução com a temperatura.
(SABAREESH et al., 2012)	TiO ₂ /OM	0,005 – 0,015%v	Método de dois passos, ultrasonicador, 5 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 28% (0,015%v); • Redução com a temperatura.
(SAEEDINIA et al., 2012)	CuO/OM	0,2 – 2,0%m	Método de dois passos, ultrasonicador, 400 W e 24 kHz.	<ul style="list-style-type: none"> • Incremento de 20% (2,0 %m); • Redução dos aumentos relativos com a temperatura; • Comportamento newtoniano para as concentrações avaliadas.
(KOLE; DEY, 2013)	Cu/OM	0,11 – 2,0%v	Método de dois passos, ultrasonicador, 2 h, ácido oleico.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 71% (2,0 %v); • Redução com a temperatura; • Comportamento não newtoniano nas concentrações avaliadas.
(KEDZIERSKI, 2013)	Al ₂ O ₃ /POE	5,6 – 38,5%v	Método de dois passos, ultrasonicador, 24 h, surfactante.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento da viscosidade com a concentração de surfactante; • Propôs correlação empírica.
(WAN et al., 2015)	NB/OM	0,1 – 1,0%m	Método de dois passos, Homogeneizador 30 min, ácido oleico.	<ul style="list-style-type: none"> • Não encontraram incrementos relevantes com a concentração; • Redução com a temperatura.
(KUMAR; SINGH, 2016)	ZnO/OM	0,2 – 1,0%m	Método de dois passos, ultrasonicador por 3 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento máximo de 25,1% para a maior concentração a 60 °C.

Legenda: OM: Óleo mineral; POE: Poliol éster; PAG: Polialquileno glicol.

Tabela 2.1b - (Continuação) Tabela de resumo dos trabalhos encontrados na literatura sobre a viscosidade de nanolubrificantes.

Autor	Nanolubrificante*	ϕ [%]	Método de produção	Destaques
(ALMEIDA, 2015)	Al ₂ O ₃ /POE	0,0025 – 0,05%v	Método de dois passos, ultrasonicador.	<ul style="list-style-type: none"> • Redução da viscosidade em 1,2% para baixas concentrações e baixas temperaturas; • Aumento da viscosidade para maiores temperaturas.
(SHARIF et al., 2016)	Al ₂ O ₃ /PAG	0,05 – 0,4%v	Método de dois passos, agitador magnético e ultrasonicador.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumentos de 7,5 vezes a viscosidade do fluido base (0,3%v); • Comportamento não newtoniano para $\phi_v > 0,3\%$; definiram essa concentração como concentração limite para aplicação.
(ZAWAWI et al., 2017)	Al ₂ O ₃ -SiO ₂ /PAG	0,02 – 0,1%v	Método de dois passos, banho ultrasônico	<ul style="list-style-type: none"> • Incremento de 7,9% (0,1%v); • Incremento relativo reduziu com o aumento da temperatura; • Comportamento newtoniano para todas as concentrações e temperatura avaliadas.
(SOUSA, 2017)	In/POE	0,3 g/l	Método de dois passos, ultrasonicador por 24 h.	<ul style="list-style-type: none"> • A viscosidade de nanolubrificantes aumentou com o aumento do grau de viscosidade do fluido base.

Legenda: OM: Óleo mineral; POE: Poliol éster; PAG: Polialquilenol glicol.

2.3.3. Condutividade térmica

A condutividade térmica de nanolubrificantes tende a ser maior que a do fluido base, o que os torna interessantes para muitos pesquisadores. A propriedade mencionada é muito sensível à mudança de qualquer variável ou procedimento experimental realizado. Embora apresente tal comportamento, foi possível identificar, com base na literatura, as principais variáveis que a influenciam, dentre as quais se encontram a concentração de nanopartículas, a razão entre a condutividade térmica das nanopartículas e a do fluido base, o tamanho e a forma das nanopartículas, a temperatura e a adição de surfactantes.

A condutividade térmica de nanolubrificantes foi avaliada por Hwang et al. (2006), que adicionaram nanotubos de carbono de múltiplas camadas (MWCNT, do inglês: *Multi Walled Carbon Nanotubes*) a uma concentração volumétrica de 0,5% em lubrificante sintético PAO (Polialfaolefina), e encontraram um aumento de 8,4% na condutividade térmica, em relação ao lubrificante puro. Jwo et al. (2008) avaliaram o efeito da concentração de nanopartículas de alumina na condutividade térmica de lubrificante sintético de refrigeração. A avaliação mostrou que, para as concentrações em massa de 1,0%, 1,5% e 2,0%, foram encontrados ganhos na condutividade térmica a 40 °C, em relação ao óleo lubrificante base, de 2,0%, 4,6% e 2,5%, respectivamente. Além disso, foi avaliado o efeito da temperatura nesta mesma propriedade, e o experimento mostrou que a condutividade térmica era proporcional à temperatura da amostra, com incrementos de 1,5% a 4,6% nas temperaturas de 20 e 40 °C, respectivamente para a concentração mássica de 1,5%.

Saeedinia et al. (2012) estudaram a condutividade de nanolubrificantes sintetizados a partir de lubrificante mineral e de nanopartículas de CuO, e encontraram uma tendência a aumentar com o aumento da concentração e da temperatura. Registraram também incrementos máximos de 6,2% para a concentração em massa mais elevada (2,0%) e de 15% para maior temperatura avaliada (70 °C).

Ghazvini et al. (2012) utilizaram o método do fio quente transiente para a medição da condutividade térmica de nanolubrificantes baseados em diamante e óleo lubrificante automotivo. Os resultados das medições mostraram incrementos nessa propriedade de ~17% para a concentração de 2,0%, assim como também mostraram que esta propriedade pode ser aumentada com o aumento da temperatura em até 25,5%, em relação à condutividade térmica do nanolubrificante contendo 1,0% em massa de diamante, à temperatura de 25 °C.

No estudo (KOLE; DEY, 2013), foi avaliada a condutividade térmica de nanolubrificantes contendo nanopartículas de cobre e óleo para engrenagens, nas concentrações volumétricas de 0,11 até 2%. Os resultados mostraram ganhos nesta propriedade em relação ao fluido base de ~24% para a máxima concentração avaliada. Além

disso, o ganho relativo da condutividade com a concentração aumentou com o aumento da temperatura.

Estudos (CREMASCHI; WONG; BIGI, 2014) mostram os efeitos nas propriedades termodinâmicas e na transferência de calor de nanolubrificantes de alumina. Foi encontrado que a adição de surfactantes pode afetar de forma negativa a condutividade térmica de nanolubrificante. Além disso, foi observado que os aumentos relativos entre a condutividade do nanolubrificante e a do fluido base foram incrementados com o aumento da temperatura.

Almeida (2015) avaliou a condutividade térmica de nanolubrificantes baseados em óleo mineral de refrigeração contendo 0,1 e 0,5 g/l de alumina. O autor encontrou que essa propriedade dos nanolubrificantes é incrementada em ~6,5% com a concentração, e que, de forma controversa ao que já foi apresentado na literatura, a condutividade térmica foi reduzida em ~1% com o aumento da temperatura. Esse comportamento da condutividade com o aumento da temperatura foi apresentado pelo nanolubrificante, da mesma forma que o fluido base.

Kedzierski et al. (2016) estudaram a condutividade térmica de nanolubrificantes compostos de lubrificante sintético POE com duas diferentes nanopartículas, alumina e óxido de zinco. Esta propriedade de ambos nanolubrificantes apresentou a tendência de aumentar com a concentração. Os autores encontraram ganhos máximos de ~22% e de ~20%, para a máxima concentração avaliada de nanopartículas de Al_2O_3 e ZnO , respectivamente.

Sharif et al. (2016), ao avaliarem a condutividade térmica de nanolubrificantes de alumina e lubrificante de refrigeração PAG, encontraram que esta propriedade é proporcional à concentração, e inversamente proporcional à elevação da temperatura. Determinaram um aumento máximo de ~3,5% com o aumento da concentração a 20 °C, em relação ao lubrificante puro. Além disso, com base nos dados experimentais, os autores propuseram uma correlação para estimar a condutividade térmica desse tipo de nanolubrificantes, aplicável para concentrações em volume abaixo de 1,0% e numa faixa de temperaturas de 20 até 50 °C. A correlação proposta é expressa por meio da Eq. 2.6.

$$k_r = \frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 0,15 \cdot \left(1 + \frac{\phi_v}{100}\right)^4 \cdot \left(1 + \frac{T - 273,15}{80}\right)^{-0,05} \quad (2.6)$$

Na equação, k_r representa a razão entre a condutividade térmica do nanolubrificante k_{nf} e a condutividade térmica do fluido base k_{fb} ; ϕ_v representa a concentração em volume de nanopartículas e, por último, T representa a temperatura na qual essa propriedade é avaliada.

Zawawi et al. (2017) estudaram a condutividade térmica de nanolubrificantes com dispersão de nanopartículas híbridas de alumina e óxido de silício e, como fluido base, utilizaram lubrificante sintético PAG. A condutividade térmica aumentou com a concentração em volume em até 2,4% a 20 °C. Já com o aumento da temperatura, os ganhos relativos entre o fluido base e os nanolubrificantes à mesma temperatura foram incrementados, de forma que os autores associaram esse efeito ao aumento da energia do fluido, que aumentou a frequência de agitação das nanopartículas, intensificando os efeitos do movimento browniano. Assim como no trabalho anterior, os autores apresentaram uma correlação para a aplicação com esse tipo de nanolubrificantes, aplicável para concentrações volumétricas abaixo de 0,1% e temperaturas entre 20 °C e 50 °C. A correlação é apresentada pela Eq. 2.7.

$$k_r = \frac{k_{nf}}{k_{fb}} = \left(1 + \frac{\phi_v}{100}\right)^4 \cdot \left(1 + \frac{T}{353}\right)^{0,003} \quad (2.7)$$

Na literatura, podem ser encontrados modelos teóricos para estimar a condutividade térmica de nanolubrificantes, sendo o modelo proposto por Maxwell (1904) um dos mais antigos, que está fundamentado na teoria do meio efetivo, e é apresentado pela Eq. 2.8.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = \frac{k_{np} + 2 \cdot k_{np} + 2 \cdot (k_{np} - k_{fb}) \cdot \phi_v}{k_{np} + 2 \cdot k_{np} - (k_{np} - k_{fb}) \cdot \phi_v} \quad (2.8)$$

Outro modelo teórico importante é o modelo de Hamilton e Crosser (1962), que não é mais do que o modelo Maxwell modificado para levar em conta a morfologia das partículas dispersadas, e expressa por meio da Eq. 2.9.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = k_{bf} \left[\frac{k_{np} + (n - 1) \cdot k_{fb} - (n - 1) \cdot (k_{fb} - k_{np}) \cdot \phi_v}{k_{np} + (n - 1) \cdot k_{fb} + (k_{fb} - k_{np}) \cdot \phi_v} \right] \quad (2.9)$$

No modelo, $n = 3/\psi$ representa o fator de forma e ψ corresponde à esfericidade da partículas, que para partículas esféricas é igual a 1. Ainda com esses modelos convencionais, na literatura existem modelos mais complexos que envolvem outros efeitos como a camada interfacial, o movimento Browniano, o efeito convectivo, a temperatura, entre outros. Precisam, porém, de alguns valores de entrada determinados experimentalmente, o que inviabiliza a sua utilização. Já para finalizar esta secção, na Tabela 2.2 é apresentado um resumo dos trabalhos citados nesta secção a respeito da condutividade térmica de nanolubrificantes.

Tabela 2.2 - Tabela de resumo sobre estudos experimentais da condutividade térmica de nanolubrificantes.

Autor	Nanolubrificante	ϕ [%]	Método de produção	Destaques
(HWANG et al., 2006)	MWCNT/PAO	0,5%v	Método de dois passos, ultrasonicador, 2 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 8,4%.
(JWO et al., 2008)	Al ₂ O ₃ /POE	1,0 – 2,0%m	Método de dois passos, ultrasonicador, 1 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento máximo de 4,6% (1,5%m); • O incremento passou de 1,5% até 4,6% com o aumento da temperatura.
(SAEEDINIA et al., 2012)	CuO/OM	0,2 – 2,0%m	Método de dois passos, ultrasonicador, 400 W e 24 kHz.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento com a concentração em massa e com a temperatura; • Aumento máximo de 6,2% para 2,0%m e 70 °C.
(GHAZVINI et al., 2012)	Diamante/OM	0,2 – 2,0%m	Método de dois passos, ultrasonicador, 1 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de ~17% (2,0%m) • O incremento relativo foi aumentado em ~24% com o aumento da temperatura.
(KOLE; DEY, 2013)	Cu/OM	0,11 – 2,0%v	Método de dois passos, ultrasonicador, 2 h, ácido oleico.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de ~24% (2,0%v); • Proporcional à temperatura.
(CREMASCHI; WONG; BIGI, 2014)	Al ₂ O ₃ /POE	10 -20%m	Método de dois passos, ultrasonicador, até 24 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Com surfactante, ganhos de até 1%. • Sem surfactante, ganhos de até 40%.

Legenda: PAO: Polialfaolefina; OM: Óleo mineral; POE: Poliol éster; PAG: Polialquilenoglicol.

Tabela 2.2b - (Continuação) Tabela de resumo dos trabalhos encontrados na literatura sobre a viscosidade de nanolubrificantes.

Autor	Nanolubrificante*	ϕ [%]	Método de produção	Destques
(ALMEIDA, 2015)	Al ₂ O ₃ /POE	0,1- 0,5 g/l	Método de dois passos, ultrasonicador.	<ul style="list-style-type: none"> • Incremento de ~6,5% para 0,5 g/l; • Redução de ~1% com a temperatura.
(KEDZIERSKI et al., 2016)	Al ₂ O ₃ /POE ZnO/POE	0,15 – 0,35% 0,056 – 0,095% m	Método de dois passos, Adição de surfactante.	<ul style="list-style-type: none"> • Incrementos de até ~22% (Al₂O₃); • Incrementos de até ~20% (ZnO).
(SHARIF et al., 2016)	Al ₂ O ₃ /PAG	0,05 – 0,4% v	Método de dois passos, agitador magnético e ultrasonicador.	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento máximo de 3,5% a 20 °C; • Decremento com o aumento da temperatura • Propuseram correlação empírica.
(ZAWAWI et al., 2017)	Al ₂ O ₃ -SiO ₂ /PAG	0,02 – 0,1% v	Método de dois passos, banho ultrasônico	<ul style="list-style-type: none"> • Incremento de 2,4% (0,1% v); • Aumento dos ganhos relativos com o aumento da temperatura. • Propuseram correlação empírica;
(SOUSA, 2017)	In/POE e OM	0,3 g/l	Método de dois passos, ultrasonicador por 24 h.	<ul style="list-style-type: none"> • Incrementos de 28,3% OM-ISO 68; • Incremento de ~35%; • Incrementos de até 38%.

Legenda: PAO: Polialfaolefina; OM: Óleo mineral; POE: Poliál éster; PAG: Polialquileno glicol.

2.4. Desempenho tribológico de nanolubrificantes

Já que esta seção da dissertação está destinada aos efeitos relacionados às nanopartículas como aditivo lubrificante no desempenho de sistemas tribológicos, é importante lembrar a curva de Stribeck. Por meio dessa curva, é possível relacionar o coeficiente de atrito com os principais parâmetros envolvidos na lubrificação de qualquer par tribológico, tais como a viscosidade, a velocidade e a carga normal. A título de ilustração, a curva de Stribeck é apresentada na Fig. 2.7.

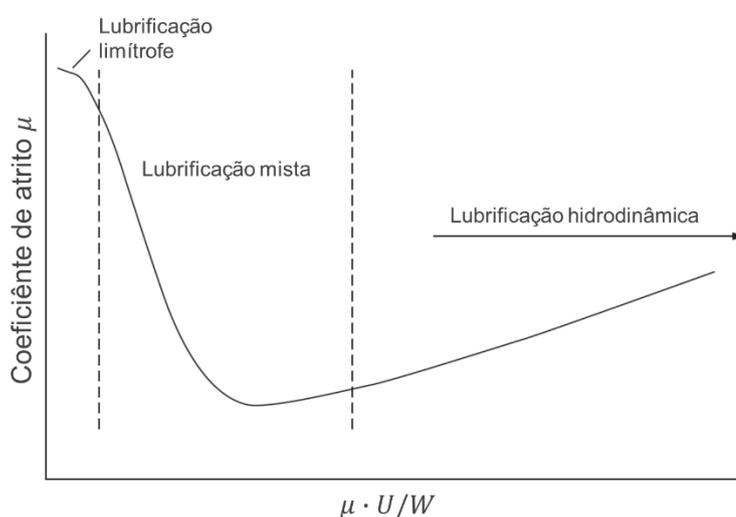


Figura 2.7 - Curva de Stribeck. Fonte: (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

Como é possível observar na Fig. 2.7, o fator de atrito de um par tribológico lubrificado se comporta de maneira diferente sob cada regime de lubrificação encontrado. Para o regime de lubrificação hidrodinâmica, existe um filme de lubrificante que evita o contato direto entre as peças. Este regime só acontece em sistemas tribológicos que possuam superfícies conformes. O fator de atrito e a viscosidade do lubrificante possuem uma relação de proporcionalidade. Quando o sistema possui superfícies não conformes, as elevadas pressões de contato fazem com que as asperezas das superfícies se deformem elasticamente, entrando no regime de lubrificação elastohidrodinâmica. Este regime geralmente apresenta o menor coeficiente de atrito, mas as superfícies estão sujeitas a elevadas e repetitivas cargas. Uma redução da velocidade e um aumento na carga podem fazer com que o sistema entre no regime de lubrificação limítrofe. Neste regime, as asperezas das superfícies entram em contato e existe deformação plástica devido à elevada pressão de contato e ao rompimento do filme de lubrificante, aumentando drasticamente o atrito e o

desgaste. Nesse regime de lubrificação, os aditivos lubrificantes de elevada pressão e anti-desgaste são utilizados.

Os aditivos existentes para óleos lubrificantes podem ser produtos orgânicos, minerais ou organometálicos, e cumprem a função de completar as propriedades do óleo lubrificante puro, conferindo propriedades únicas que anulam os efeitos indesejáveis, garantindo funcionalidade e aumento no tempo de vida dos equipamentos (JUSTE, 2012).

Alguns estudos sobre nanopartículas como aditivos lubrificantes têm mostrado algumas características superiores às dos aditivos sólidos convencionais. De acordo com Ohmae e Martin (2008), as nanopartículas, pelo seu reduzido tamanho, possuem a capacidade de entrar nos vales das asperezas das superfícies e atuar diretamente na região de contato. Além disso, também possuem a capacidade de ativar a sua função tribológica a temperatura e a pressão ambiente, sem a necessidade de tempos nem temperaturas de indução.

Segundo Lee et al. (2009), as nanopartículas, ao entrar na zona de contato, conseguem atuar como modificadores de atrito por meio de quatro possíveis efeitos: o de rolamento, a formação camadas protetoras sobre as superfícies, o efeito reparador e o efeito de polimento. A Fig. 2.8 apresenta de forma esquemática os possíveis mecanismos modificadores de atrito causados pelas nanopartículas.

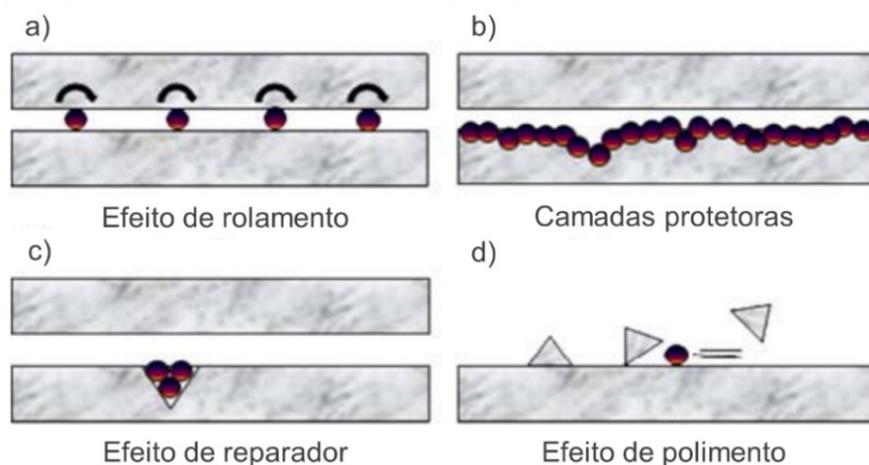


Figura 2.8 - Possíveis efeitos modificadores do atrito das nanopartículas. Fonte: Adaptada de (LEE et al. 2009).

O primeiro efeito, apresentado na Fig. 2.8a, corresponde ao efeito de rolamento. Nesse caso, as nanopartículas se comportam como a esfera de um rolamento entre as duas superfícies em atrito. Este efeito foi estudado por Hu et al. (2015) para nanopartículas de diamante e de dióxido de silício entre dois blocos de ferro, por meio de simulação com

modelos de dinâmica molecular. Foi demonstrado que as nanopartículas, por meio deste efeito, evitaram o contato direto e a transferência de material entre os blocos. Além disso, afirmaram que, com o aumento da carga, esse efeito de rolamento era diminuído. Este efeito também foi avaliado experimentalmente por Tao; Jiazheng; Kang (1996).

O segundo efeito, apresentado pela Fig. 2.8b, consiste na formação de camadas protetoras de nanopartículas empilhadas dentro das rugosidades da superfície, que alteram a tensão de cisalhamento e a dureza do contato. A formação dessa camada protetora foi reportada por diferentes autores, como Moshkovith et al. (2007), que reportaram a formação de uma camada de baixo atrito e duradoura, formada pelo empilhamento de fulerenos inorgânicos de sulfeto de tungstênio (IF-WS₂). O efeito reparador, ver Fig. 2.8, se dá por pequenas compensações de material das superfícies, causadas pela deposição das nanopartículas presentes no lubrificante.

O efeito de polimento, Fig. 2.8d, se dá de forma simultânea ao efeito de rolamento das nanopartículas entre as superfícies. Sabendo que o movimento de rolamento nunca é perfeito, isto faz com ele sempre esteja acompanhado por um pouco de deslizamento. As nanopartículas de elevada dureza comumente utilizadas em movimento deslizante realizam múltiplos cortes nas asperezas, diminuindo a rugosidade e, em consequência, polindo as superfícies em atrito (HU et al., 2015).

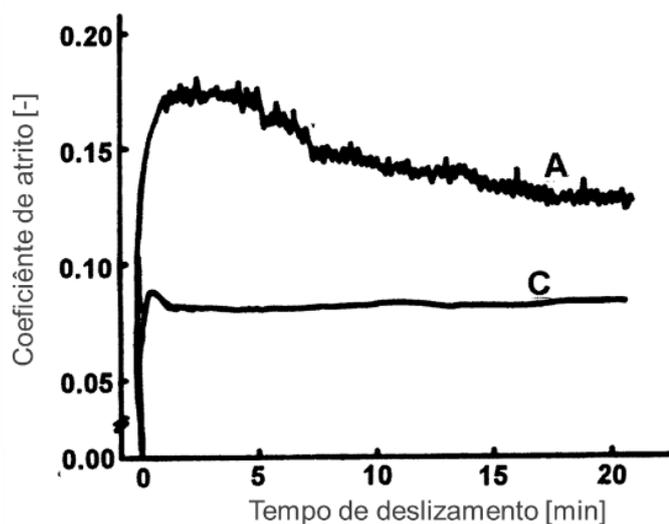


Figura 2.9 - Coeficiente de atrito do diamante (curva C) e do lubrificante mineral (curva A) com o tempo de deslizamento. Fonte: (TAO; JIAZHENG; KANG, 1996).

Tao; Jiazheng; Kang (1996) encontraram que a adição de nanopartículas de diamante em óleo lubrificante parafínico diminuiu o atrito e o desgaste em testes de deslizamento alternado. Os resultados mostraram que, com a utilização de 1% de diamante no lubrificante,

foi possível reduzir o coeficiente de atrito de 0,13 até 0,08; enquanto que o volume desgastado do contracorpo foi reduzido de $\sim 3 \text{ mm}^3$ para $\sim 0,5 \text{ mm}^3$. O fator de atrito do diamante e do lubrificante puro são apresentados mediante as curvas C e A, respectivamente na Fig. 2.9. Também reportaram que as nanopartículas de diamante como aditivo apresentam melhores características que o grafite convencional, devido ao elevado tamanho do grafite, que dificulta a sua entrada na região do contato, porém se acumula nas bordas da região de atrito e evita o passo do lubrificante.

Hwang et al. (2006) fizeram testes de extremada pressão em nanolubrificante compostos por óleo mineral e fulerenos para concentrações de até 0,3% em massa. Os autores reportaram um aumento de 225% na carga de falha para as concentrações de 0,01 e 0,1%. Devido à elevada pressão de contato, houve a formação de uma tribocamada polimérica de fulerenos.

Lee et al. (2007) estudaram a lubricidade do óleo lubrificante mineral aditivado com fulerenos em diferentes concentrações, realizando ensaios tribológicos dentro de uma atmosfera controlada composta de fluido refrigerante R-22. Os resultados mostraram que o fator de atrito diminui com o aumento da concentração, enquanto que a capacidade de carga aumenta. Além disso, reportaram uma redução na rugosidade da escara de desgaste com o aumento da concentração.

Sabareesh et al. (2012) realizaram ensaios tribológicos, do tipo pino sobre disco, com nanolubrificantes compostos por óleo mineral de refrigeração e nanopartículas de titânia (TiO_2). Foi observada uma redução máxima de 32,2% no coeficiente de atrito. Esta variável foi reduzida com o aumento da concentração em volume de nanopartículas até a concentração de 0,01%. Para concentrações superiores, o fator de atrito aumentou.

Jia; Wang; Xu (2014) encontraram uma redução de 41,7% e de 38,1% no fator de atrito do óleo lubrificante mineral de refrigeração pela adição de nanopartículas de MoFe_2O_4 - NiFe_2O_4 , nas concentrações volumétricas de 0,8 e 0,4%.

Em outro estudo (ALMEIDA, 2015), avaliou-se o comportamento tribológico de nanolubrificantes composto de nanopartículas de alumina em óleo mineral de refrigeração, por meio de ensaios de movimento alternado de alta frequência. O autor relatou que, para a concentração de 0,1 g/l, o fator de atrito foi reduzido em 3%, enquanto que para a concentração de 0,5 g/l o fator de atrito aumentou em 8,2%, ambos em relação ao fluido base. Por outro lado, o desgaste das esferas foi reduzido em 7,5% e aumentado em 30% para as concentrações de 0,1 e 0,5 g/l.

2.5. Utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração

Os primeiros estudos sobre a utilização de nanopartículas em sistemas de refrigeração foram realizados visando à substituição do lubrificante sintético pelo lubrificante mineral para aplicação com fluidos refrigerantes hidrofluorcarbonetos. No estudo (BI; SHIN; ZHANG, 2008), foi avaliado o desempenho de um refrigerador doméstico ao operar com R134a e lubrificante do tipo mineral misturados, a diferentes concentrações de nanopartículas de alumina e de titânia (TiO_2). Dessa forma, os autores reportaram que foi possível a operação do sistema utilizando R134a e óleo mineral, em vez de óleo POE, já que as nanopartículas melhoraram a miscibilidade entre o lubrificante mineral e o fluido refrigerante. Por outro lado, também reportaram que a utilização de nanolubrificantes ajudou de forma favorável na economia de energia, com reduções de 26,13% e de 23,24% para os nanolubrificantes com 0,1% de titânia e de 0,06% de alumina, respectivamente. O maior causador da redução no consumo de energia do refrigerador foi a substituição do óleo lubrificante POE pelo óleo lubrificante mineral, enquanto que o efeito atribuído à adição de nanopartículas no lubrificante foi de 5 a 10%.

Jwo et al. (2009) avaliaram o *retro-fit* de um refrigerador doméstico de R134a e lubrificante POE utilizando hidrocarbonetos e nanolubrificantes, compostos por lubrificante mineral e nanopartículas de titânia (TiO_2). No trabalho, os autores constataram uma redução de 2,4% na potência do compressor, um aumento no coeficiente de desempenho de 4,4% e uma redução de 1 °C na temperatura superficial do compressor, utilizando 0,1% em massa de nanopartículas de titânia (TiO_2). Além disso, também encontraram que a adição de nanopartículas nas concentrações de 0,05% e 0,1% diminuíram a temperatura superficial do compressor. Para a concentração de 0,2% em massa, a temperatura superficial do compressor aumentou, da mesma forma que a potência, isto como uma possível consequência da elevada viscosidade que os nanolubrificantes com elevadas concentrações de nanopartículas apresentam.

Wang; Wu; Wu (2010) estudaram a miscibilidade de nanolubrificantes de óleo mineral e nanopartículas de NiFe_2O_4 com fluidos refrigerantes hidrofluorcarbonos, assim como a sua aplicação em sistemas de ar condicionado. O estudo mostrou que a miscibilidade dos nanolubrificantes com os fluidos hidrofluorcarbonos era suficientemente boa para a aplicação em sistemas ar condicionado. Além disso, a aplicação de nanolubrificantes em um sistema de ar condicionado com R410A mostrou aumentos de até 2% na capacidade frigorífica do sistema e aumento na faixa de 4 - 6% na eficiência global do sistema, tudo em relação ao sistema operando com lubrificante sintético POE e R410A. Isto permitiu aos autores concluir

que é factível utilizar óleo mineral no lugar de óleo POE em sistemas de ar condicionado que operam com os hidrofluorcarbonos estudados.

De acordo com Bi et al., (2011), a utilização de nanolubrificantes de óleo mineral e nanopartículas de titânia (TiO_2) em um refrigerador doméstico permite uma operação segura e, além disso, aumenta a eficiência do sistema em relação ao sistema operando com lubrificante mineral puro. Os autores encontraram reduções no consumo de energia do compressor de 5,94% e de 9,6% para as concentrações de 0,1 e 0,5 g/l, respectivamente. Também reportaram menores tempos de ciclagem do sistema, pressões de sucção e de descargas mais baixas e temperaturas mais baixas nas câmaras de alimentos, tudo com a adição de nanopartículas de titânia (TiO_2) ao lubrificante do compressor.

No estudo (SUBRAMANI; PRAKASH, 2012), foi avaliada de forma experimental a utilização de nanolubrificante de óleo mineral com concentração de 0,6%*m* de alumina em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, operando com R134a, no qual encontraram que, com a utilização do nanolubrificante, foi observada uma redução no tempo até atingir o *set-point* de 35,7% e de 15,8% quando comparado com o sistema operando com os lubrificantes POE e mineral, respectivamente. Além disso, observaram uma redução de ~18% na potência do compressor só pela utilização de óleo mineral, em vez de óleo POE. Já com a adição das nanopartículas, atingiram uma redução de 8,2%, em relação ao sistema operando com óleo mineral. O coeficiente de desempenho do sistema foi incrementado em 33% e 18%, respectivamente, para o lubrificante POE e o mineral. De forma negativa para o sistema, foram encontradas temperaturas de condensação mais elevadas.

Padmanabhan e Palanisamy (2012) testaram nanolubrificantes de óleo mineral com a adição de nanopartículas de titânia com o objetivo de diminuir as irreversibilidades em sistemas por compressão de vapor. Neste estudo, foram testados os fluidos refrigerantes R134a, R436A e R436B, no qual encontraram reduções no trabalho de compressão de 26,9%, 11,8% e 10,4% para o R134a, R436A e R436B, respectivamente. Da mesma forma, a eficiência exérgica do sistema foi aumentada quando nanolubrificantes foram utilizados, atingindo incrementos de 51,6%, 69,2% e 90,4% para o R134a, R436A e R436B, tudo em relação ao sistema operando com R134a e lubrificante POE. De forma oposta, a temperatura do compressor foi incrementada em até 24%, em relação ao POE sob todas as condições avaliadas. Este aumento foi consequência tanto do fluido refrigerante, como da adição de nanopartículas.

Sabareesh et al. (2012) utilizaram um sistema de refrigeração por compressão de vapor com R12 e lubrificante mineral para avaliar os efeitos individuais da adição de nanopartículas de titânia no óleo. Os autores, antes de partir para a aplicação dos nanolubrificantes no sistema, por meio de ensaios tribológicos, determinaram que a

concentração volumétrica de 0,01% era a mais promissora para a aplicação. A adição de nanopartículas de titânia no óleo lubrificante aumentou a capacidade de refrigeração em 3,6%, reduziu o trabalho do compressor em 11% e, como consequência, aumentou o coeficiente de desempenho do sistema em 17%, sendo todos os valores percentuais em relação ao sistema operando com o lubrificante mineral puro.

Kumar e Elansezhian (2012) adicionaram nanopartículas de alumina a uma concentração volumétrica de 0,2%, no óleo lubrificante PAG (polialquilenoglicol), e avaliaram o efeito no desempenho de um sistema de refrigeração com R134a, com compressor alternativo. Quando as nanopartículas foram adicionadas, os autores encontraram as seguintes vantagens: 10,32% de redução na energia consumida pelo compressor, redução do comprimento do tubo capilar do sistema e aumento no coeficiente de desempenho do sistema, tudo quando comparado com o sistema operando com o lubrificante PAG puro.

Kumar e Elansezhian (2014) avaliaram a utilização de nanopartículas de óxido de zinco (ZnO) em um refrigerador doméstico com R125a a concentrações volumétricas 0,1%, 0,3% e 0,5% em lubrificante PAG. A concentração de 0,5% foi a que apresentou a maior velocidade de resfriamento, que, em outras palavras, é a taxa de redução da temperatura dentro do compartimento a ser resfriado em relação ao tempo. Além disso, a potência do compressor apresentou tendência a diminuir com o aumento da concentração em volume e, conseqüentemente, o coeficiente de desempenho tendeu a aumentar com a concentração.

No trabalho apresentado por Abbas et al. (2013), foi encontrado que, com a utilização de nanotubos de carbono dispersados em óleo POE, foi possível incrementar o COP de um sistema de refrigeração de R134a em 4,3%. Além disso, essa variável avaliada apresentou tendência a aumentar com o aumento da concentração de nanopartículas.

Jia; Wang; Xu (2014) estudaram o efeito de nanopartículas híbridas de MoFe_2O_4 - NiFe_2O_4 como aditivo lubrificante em óleo mineral de compressores alternativos para refrigeração doméstica, utilizando R134a e R600a. O estudo revelou que, para uma concentração de 1,615% de nanopartículas, o coeficiente de desempenho do sistema pode ser incrementado em 1,1% e o consumo do compressor pode ser reduzido em 1,3%, quando são utilizadas com R134a. Já para o R600a, as nanopartículas, a uma concentração de 1,61% em volume, podem aumentar o COP em 5,1% e reduzir o consumo do compressor em até 4,6%.

Em contraste com a literatura, Fedele et al. (2014) avaliaram o desempenho de nanolubrificantes com base mineral e base sintética (POE), e com a dispersão de nanopartículas de titânia e de nanotubos de carbono de múltiplas camadas, dentro de um sistema de refrigeração com R134a, e observaram que nenhum dos resultados obtidos a partir dos testes realizados apresentou incrementos em termos da transferência de calor, nem da

eficiência energética do sistema. Isto deveu-se ao compressor do tipo rotativo que os autores utilizaram, ao contrário dos compressores alternativos utilizados na maioria dos trabalhos já citados.

Xing; Wang; Yu (2014) apresentaram uma análise experimental sobre o efeito da adição de fulerenos dentro de refrigeradores domésticos operando com R600a. No estudo, foi reportado que, com a adição de 5 g/l de fulerenos no lubrificante mineral, a potência consumida pelos compressores testados foi reduzida em ~4,5%. Além disso, o coeficiente global de desempenho do sistema foi aumentado em ~6%, em relação ao sistema operando sem nanopartículas. Os autores não encontraram alterações no valor da capacidade frigorífica pela adição de fulerenos, devido a que o sistema utilizado possuía separador de óleo, fazendo com que a quantidade de nanolubrificante que circulou pelo sistema fosse muito baixa para causar alguma influência. Analogamente, reportaram que a temperatura superficial do compressor apresentou uma queda entre 3 a 5 °C.

Hussen (2014) reportou um aumento de ~12% no coeficiente de desempenho, junto com uma redução entre 2,1 – 13,3% na potência do compressor, de um ar condicionado de janela, ao adicionar 0,01% em volume de nanopartículas de titânia no lubrificante do equipamento.

Lou; Zhang; Wang (2015) pesquisaram um refrigerador doméstico operando com R600a e nanolubrificantes compostos por lubrificante mineral e nanopartículas de grafite nas concentrações de 0%, 0,05%, 0,1%, 0,2% e 0,5%. Os resultados mostraram que a velocidade de resfriamento do refrigerador atingiu aumento máximo de 14,67%, para a concentração de 0,5%. Já para o consumo de energia, a redução máxima foi de 4,55%, para a concentração de 0,2%. Finalmente, com a utilização de nanolubrificantes, a temperatura de descarga do compressor foi reduzida para todas as concentrações.

Almeida (2015) realizou uma análise tribo-termodinâmica da aplicação de nanopartículas de alumina como aditivo lubrificante em compressor hermético alternativo de refrigeração de R600a. Tal análise permitiu determinar que, com a adição de nanopartículas de alumina a uma concentração 0,1g/l no lubrificante mineral, o consumo de energia do sistema foi reduzido em 5%, foram atingidas temperaturas de evaporação mais baixas, maior tempo de funcionamento e tempo de ciclagem mais baixo, em relação ao sistema original. Além disso, o autor reportou que a temperatura do cárter do compressor foi reduzida em ~2,5 °C, isto quando o nanolubrificante foi utilizado.

Alguns autores encontraram melhoras muito elevadas no sistema, como Kumar e Singh (2016), que fizeram uma análise experimental sobre a aplicação de nanopartículas de ZnO em sistema de refrigeração de R600a, no qual encontraram que as pressões de alta e de baixa do sistema foram reduzidas com o aumento da concentração, com uma redução

máxima de 21%. Segundo os autores, o causador desse efeito foi o aumento da viscosidade de nanolubrificantes com o aumento da concentração de nanopartículas. Por outro lado, as temperaturas de descarga e de sucção do compressor foram reduzidas em 28% para a maior concentração avaliada. Além disso, o consumo de energia do compressor foi 7,5% mais baixo em relação ao sistema operando com lubrificante puro, e, como consequência, o coeficiente de desempenho do sistema foi incrementado em até 46%, apresentando uma tendência a ser proporcional com o aumento da concentração de nanopartículas.

Sharif et al. (2017) estudaram o desempenho de nanolubrificantes de SiO_2 e lubrificante sintético PAG, em um sistema de ar condicionado automotivo. Os resultados do estudo mostraram que, com a utilização de nanolubrificantes na concentração de 0,7%v, a capacidade do sistema sob condições de marcha lenta foi aumentada em 3,3%, em relação ao sistema operando com PAG puro. O trabalho do compressor foi reduzido com o aumento da concentração, atingindo um valor mínimo para a concentração de 0,05% em volume. No entanto, para concentrações superiores, o trabalho aumentou, de forma que determinaram a concentração de 0,05% como ótima, uma vez que apresentou ganhos médios no COP de ~24% nas velocidades avaliadas. Finalmente, os autores cortaram o trocador de calor de microcanais, utilizado como evaporador, com o objetivo de visualizar algum impacto pós-utilização de nanopartículas, o que mostrou que não houve entupimento, sedimentação das nanopartículas e nem erosão nas paredes do trocador.

Recentemente, Wang; Zhang; Liao (2017) realizaram um estudo sobre a utilização de nanopartículas híbridas de Fulereno (C_{70})/ NiFe_2O_4 como aditivos lubrificantes para compressores rotativos. O estudo mostrou uma redução de 0,6% no consumo de energia, um incremento de 0,94% na capacidade frigorífica do sistema, e, por consequência, um aumento no COP do sistema de 1,23%, em relação ao sistema operando com o PAG puro. Por conta deste estudo e do realizado por Fedele et al. (2014), conclui-se que a adição de nanopartículas como aditivos lubrificantes em sistemas de refrigeração com compressores rotativos não geram melhoras significativas no sistema.

Para finalizar este capítulo, a Tabela. 2.3 apresenta de forma resumida as informações mais relevantes dos trabalhos encontrados relacionados à utilização de nanopartículas em sistemas de refrigeração.

Tabela 2.3a - Tabela de resumo dos trabalhos sobre a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração.

Autor	Nanolubrificante	Refrigerante	ϕ [%]	Destaques
(BI; SHIN; ZHANG, 2008)	TiO ₂ /OM Al ₂ O ₃ /OM	R134a	0,06 – 0,10%v	<ul style="list-style-type: none"> • Melhorou a miscibilidade do OM com o R134a; • Redução do consumo de 5 – 10% atribuído à adição das nanopartículas.
(JWO et al., 2009)	Al ₂ O ₃ /OM	HR-12 ¹	0,05 – 0,2% <i>m</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de 2,4% na potência do compressor; • Aumento de 4,4% no COP; • Temperatura da casca do compressor mais baixa, para 0,05% e 0,1%.
(WANG; WU; WU, 2010)	NiFe ₂ O ₄ /OM	R410A	2,5 g/l	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 2% na capacidade frigorífica; • Incremento de 4 – 6% no COP; • Viabilizaram a utilização de OM com fluidos HFC;
(Bi et al., 2011)	TiO ₂ /OM	R600a	0,1 – 0,5 g/l	<ul style="list-style-type: none"> • Correto funcionamento com o aditivo; • Menor tempo de ciclagem; • Pressões de sucção e descarga mais baixas; • Menores temperaturas na câmara de resfriados.
(SUBRAMANI; PRAKASH, 2012)	Al ₂ O ₃ /POE	R134a	0,06% <i>m</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Operação segura do sistema; • Redução de 15,8% no tempo até atingir o <i>set-point</i>; • Redução de 8,2% no consumo do compressor;
(PADMANABHAN; PALANISAMY, 2012)	Al ₂ O ₃ /POE	R134a R436A R436B	0,1 g/l	<ul style="list-style-type: none"> • Reduções no trabalho do compressor de 26,9%, 11,8% e 10,4% para R134a, R436aA e R436B, respectivamente • Temperaturas de descarga maiores.

Legenda: PAO: Polialfaolefina; OM: Óleo mineral; POE: Poliol éster; PAG: Polialquileno glicol.

¹ HR-12: Nome comercial de uma mistura de hidrocarbonetos.

Tabela 2.3b - (Continuação) Tabela de resumo de trabalhos sobre a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração.

Autor	Nanolubrificante	Refrigerante	ϕ [%]	Destques
(SABAREESH et al., 2012)	TiO ₂ /OM	R12	0,01%v	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 3,6% na capacidade do sistema; • Redução de 11% no trabalho do compressor. • Aumento de 17% no COP.
(KUMAR; ELANSEZHIAN, 2012)	Al ₂ O ₃ /PAG	R134a	0,2%v	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de 10,32% no consumo de energia; • Para atingir a mesma temperatura precisava-se de tubos capilares de menor comprimento.
(KUMAR; ELANSEZHIAN, 2014)	ZnO/PAG	R125a	0,1 – 0,5%v	<ul style="list-style-type: none"> • A concentração ótima foi a de 0,5%v; • O consumo de energia do compressor diminuiu com o aumento da concentração.
(ABBAS et al., 2013)	CNT/POE	R134a	0,01 – 0,1%v	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento do COP com o aumento da concentração em até 4,3%.
(JIA; WANG; XU, 2014)	MoFe ₂ O ₄ -NiFe ₂ O ₄ /OM	R134a R600a	1,615%l	<ul style="list-style-type: none"> • Incremento de 1,1% no COP (R600a); • 1,3% de redução no consumo de energia (R600a); • Aumento de 5,1% no COP (R134a); • Redução de 4,6% no consumo (R134a).
(FEDELE et al., 2014)	CNT/POE TiO ₂ /POE TiO ₂ /MO	R134a	0,05 -0,1%	<ul style="list-style-type: none"> • Não foram encontradas melhoras significativas no sistema pelo tipo de compressor utilizado.
(XING; WANG; YU, 2014)	Fulereno/OM	R600a	5 g/l	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de 4,5% no consumo; • Aumento de 6% no COP • Menor temperatura superficial do compressor.

Legenda: PAO: Polialfaolefina; OM: Óleo mineral; POE: Poliol éster; PAG: Polialquileno glicol.

Tabela 2.3c - (Continuação) Tabela de resumo de trabalhos sobre a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração.

Autor	Nanolubrificante	Refrigerante	ϕ [%]	Destaques
(HUSSEN, 2014)	TiO ₂ /OM	R22	0,01%v	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de até 13,3% no consumo do compressor.
(LOU; ZHANG; WANG, 2015)	Grafite/OM	R134a	0,05 – 0,5%	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 14,7% na velocidade de resfriamento; • Redução de 4,55% no consumo de energia; • Menor temperatura de descarga.
(ALMEIDA, 2015)	Al ₂ O ₃ /OM	R600a	0,1 g/l	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de 5% no consumo de energia; • Menores temperaturas na câmara de resfriados; • Redução de ~3 °C na temperatura do cárter.
(KUMAR; SINGH, 2016)	ZnO/OM	R600a	0,2 – 1,0%m	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de até 21% das pressões de alta e baixa; • Temperaturas de descarga 28% mais baixas; • Redução de 7,5% no consumo; • Aumento 46% no COP.
(SHARIF et al., 2017)	SiO ₂ /PAG	R134a	0,01 – 0,7%v	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de 3,3% na capacidade do sistema; • Redução no trabalho do compressor; • Aumentos no COP de ~24%; • Não houve obstruções nos trocadores.
(WANG; ZHANG; LIAO, 2017)	CNT/POE TiO ₂ /POE TiO ₂ /MO	R134a	0,05 -0,1%	<ul style="list-style-type: none"> • Não foram encontradas melhoras significativas no sistema.

Legenda: PAO: Polialfaolefina; OM: Óleo mineral; POE: Poliol éster; PAG: Polialquileno glicol.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

3.1. Síntese dos nanolubrificantes

Os nanolubrificantes utilizados no presente trabalho foram produzidos utilizando o método de dois passos. As nanopartículas de diamante foram adquiridas da empresa *Nanostructured & Amorphous Materials, Inc.*, em pó, sem nenhum tipo de tratamento superficial, com morfologia esférica, diâmetro entre 3 – 6 nm e pureza acima de 97%. A Tabela 3.1 lista as propriedades fornecidas pelo fabricante das nanopartículas. Como fluido base, foi utilizado o lubrificante poliol éster Ultra 32-3MAF com grau de viscosidade ISO 32 fornecido pela *Emerson climate Technologies* do Brasil.

Tabela 3.1 - Propriedades das nanopartículas de diamante utilizadas no presente trabalho.
Fonte: *Nanostructured & Amorphous Materials, Inc.*

Propriedades das nanopartículas de diamante	
Morfologia	Esférica
Tamanho	3 – 6 nm
Pureza	> 97%
Condutividade térmica	~2200 W/m · K
Massa específica	3,52 g/cm ³
Cor	Cinzenta

A quantidade de nanopartículas a serem adicionadas para a síntese dos nanolubrificantes foi calculada utilizando a Eq. 3.1 em função das concentrações em massa desejadas.

$$\phi_m = \frac{m_{np}}{m_{np} + m_{fb}} * 100\% \quad (3.1)$$

Na equação, ϕ_m representa a concentração em massa de nanopartículas e m_{np} e m_{fb} representam a massa de nanopartículas e do fluido base, respectivamente. Nesse sentido, foram produzidas 3 amostras nas concentrações em massa de 0,1; 0,5 e 1,0% a fim de avaliar o efeito da concentração de nanopartículas de diamante nas propriedades termofísicas massa específica, viscosidade e condutividade térmica, assim como no desempenho tribológico e no desempenho energético do sistema. Na revisão da literatura, foi possível identificar que a maioria dos modelos para a predição das propriedades termofísicas de nanolubrificantes utilizam como variável de entrada a concentração volumétrica. Por outro lado, os trabalhos tribológicos encontrados utilizaram concentrações em massa. Com fins de comparação, a Tabela. 3.2 apresenta os valores equivalentes da concentração de nanopartículas dos nanolubrificantes produzidos.

Tabela 3.2 – Concentrações equivalentes dos nanolubrificantes de diamante produzidos.

Nanolubrificantes produzidos	
Concentração em massa (ϕ_m)	Concentração volumétrica (ϕ_v)
0,0%	0,0%
0,1%	0,03%
0,5%	0,14%
1,0%	0,28%

O volume das amostras foi pré-definido em 1200 ml a fim de produzir a quantidade de nanolubrificante necessária para a avaliação das propriedades termofísicas, a realização dos ensaios tribológicos e de aplicação. A massa específica de óleo lubrificante, que possui um valor de 0,975 g/cm³ a 25 °C, foi utilizada para determinar a massa de óleo m_{fb} em função do volume da amostra a ser produzida. A massa de nanopartículas necessária para cada concentração foi pesada com uma balança semianalítica GEHAKA BK500 com resolução de 0,001 g e fundo de escala de até 500 g. Para a medição da massa de óleo foi utilizada a balança TOLEDO modelo 2096/III, com fundo de escala de 40 kg e resolução de 0,005 g.

Com a finalidade de melhorar a estabilidade dos nanolubrificantes, as nanopartículas de diamante foram revestidas com ácido oleico. Logo após a pesagem das nanopartículas, essas foram dispersadas no ácido oleico por meio de ultrassom durante um período de 30 min. Depois, as suspensões de ácido oleico e nanopartículas de diamante foram submetidas a centrifugação durante 10 minutos a 8000 RPM com o objetivo de separar as fases presentes.

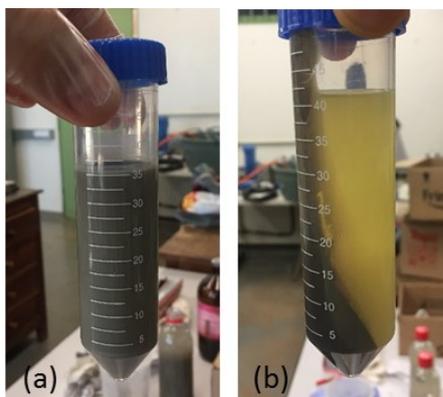


Figura 3.1 - Processo de tratamento superficial das nanopartículas de diamante; (a) dispersão em ácido oleico e (b) a dispersão após o processo de centrifugação.

Na Fig. 3.1 (a) é apresentada a suspensão de nanopartículas de diamante e ácido oleico após o processo de ultrassom, e na Fig. 3.1 (b) é apresentada a dispersão após o processo de centrifugação. A Fig. 3.1 (b) mostra a evidente decantação das nanopartículas que se encontravam dispersas. Posteriormente, a fase líquida é drenada eliminando o excesso de ácido oleico, resultando na quantidade de surfactante mínima necessária para cobrir totalmente a área superficial das nanopartículas. Uma vez que as nanopartículas foram revestidas com o ácido oleico, estas foram dispersadas no fluido base, o óleo POE, passando novamente pelo processo de ultrassom durante 30 minutos. A Fig. 3.2 (a) apresenta os nanolubrificantes utilizados no presente trabalho, partindo do fluido base aumentando a concentração de esquerda para direita.

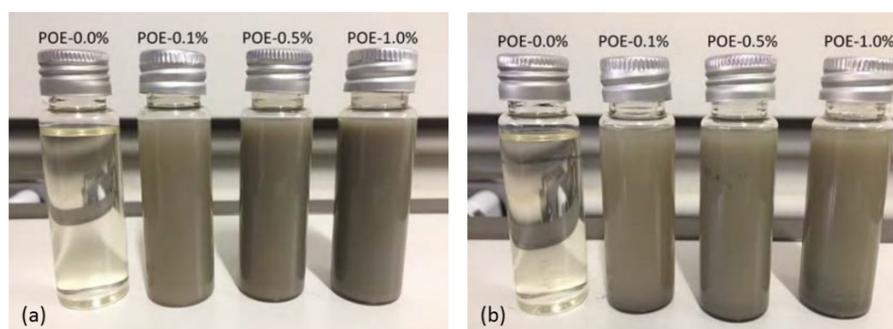


Figura 3.2 – (a) Nanolubrificantes de POE/Diamante produzidos, aumentando concentração da esquerda para direita; (b) nanolubrificantes após 15 dias da dispersão.

Na Fig. 3.2 (b) é possível observar que após 15 dias da dispersão os nanolubrificantes apresentaram uma sedimentação visível das nanopartículas, especialmente para concentrações elevadas. Devido ao fato de o óleo lubrificante POE ser higroscópico e de fácil

oxidação com o ar, após a produção cada amostra foi colocada dentro de um recipiente hermético com vácuo de ~ 400 microns de Hg ($\sim 53,3$ Pa), com a ajuda de uma bomba vácuo de duplo estágio, evitando assim o impacto da umidade como variável nos testes, e, simultaneamente, os problemas que a existência de umidade no sistema pode acarretar.

3.2. Medição das propriedades termofísicas de nanolubrificantes

3.2.1. Massa específica e viscosidade

A massa específica e a viscosidade foram medidas utilizando um viscosímetro Stabinger SVM 3000/G2 da Anton-Paar. Esse equipamento utiliza o princípio de Coutte modificado para a medição da viscosidade com faixa de medição compreendida entre 0,2 até 20.000 mPa·s e precisão de 0,1% do valor medido. Para a medição da massa específica, o SVM 3000/G2 utiliza o princípio de oscilação do tubo em U, com fundo de escala de 0,65 – 3 g/cm³ e com precisão de até 0,0002 g/cm³. Além disso, possui uma célula Peltier que controla a temperatura da amostra, permitindo realizar medições desde 10 °C até 105 °C com precisão de 0,2 °C e estabilidade de até 0,005 °C.

Com o objetivo de avaliar o efeito da concentração de nanopartículas e da temperatura na massa específica e na viscosidade de nanolubrificantes, foram realizadas 4 medições para cada condição, variando a temperatura de 10 até 100 °C em incrementos de 10 °C, partindo da menor para a maior concentração. Complementarmente, os modelos e correlações encontrados na literatura para a predição desta propriedade foram comparados com os resultados experimentais encontrados. Para a limpeza do equipamento entre cada medição foi utilizado tolueno P.A. A Fig. 3.3 apresenta o viscosímetro utilizado.



Figura 3.3 - Viscosímetro Stabinger SVM 3000/G2 utilizado para as medições de massa específica e viscosidade de nanolubrificantes.

3.2.2. Condutividade térmica

A condutividade térmica de nanolubrificantes foi medida com o auxílio de um condutímetro da empresa LINSEIS modelo THB-1 que utiliza o método da ponte quente transiente para determinação da condutividade térmica de materiais sólidos e líquidos. Este equipamento possui um fundo de escala de até $1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ e incerteza menor que 3% do valor medido. Com o objetivo de avaliar os efeitos da concentração foram avaliadas a condutividade térmica do fluido base e dos nanolubrificantes nas concentrações em massa 0,1%, 0,5% e 1,0%. O efeito da temperatura foi avaliado por meio de uma cuba, projetada para manter constante a temperatura de uma amostra de $\sim 5 \text{ ml}$. Em outras palavras, a cuba funciona como um trocador de calor acoplado a um banho termostático que permite controlar e manter a temperatura da amostra constante durante a medição. O banho termostático utilizado foi o MQBMP-01 da Microquímica Equipamentos Ltda., com capacidade de controlar a temperatura de 0 até $80 \text{ }^\circ\text{C}$, com precisão de $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ e estabilidade de até $0,02 \text{ }^\circ\text{C}$. A Fig. 3.4 apresenta de forma esquemática a montagem experimental utilizada para a medição da condutividade térmica a diferentes temperaturas.

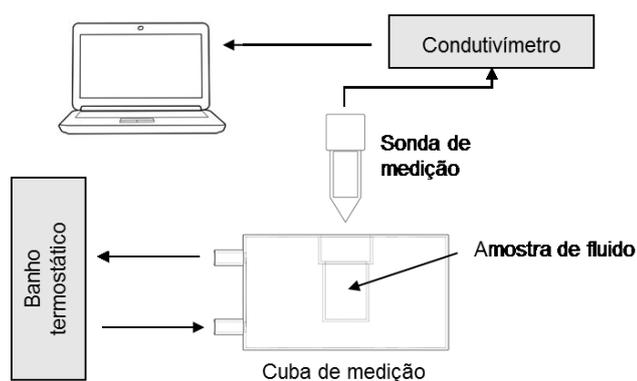


Figura 3.4 - Montagem experimental para a medição da condutividade térmica de nanolubrificantes a diferentes temperaturas.

Por fim, a condutividade térmica foi medida em temperaturas variando de 5 até $65 \text{ }^\circ\text{C}$, em incrementos de $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Foram realizadas 30 medições para cada concentração e cada temperatura, e a média aritmética dos valores obtidos foi assumida como valor esperado da medição, garantindo repetitividade e diminuindo o erro aleatório.

3.3. Ensaios tribológicos

Com o objetivo de estudar o efeito da dispersão de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante, foram realizados ensaios tribológicos de deslizamento alternado de esfera-

plano, em condições de falta de lubrificação (*Starved Lubrication*) e com carga constante. Para os testes, foi utilizado um tribômetro universal do fabricante Plint®, modelo TE-67, no modo alternativo, disponível no LTM (Laboratório de Tribologia e Materiais) da Universidade Federal de Uberlândia. Este equipamento possui uma célula de carga para a medição da força tangencial e permite medir o potencial de contato para identificar a formação de óxidos ou camadas isolantes protetoras nas superfícies. Além disso, possui um sensor LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), que permite conhecer a posição instantânea da esfera no contra corpo. A Fig. 3.5 apresenta o tribômetro utilizado no desenvolvimento deste estudo. Esta metodologia foi a mesma utilizada por Juste (2012), que avaliou o desempenho tribológico de nanolubrificantes com o mesmo fluido base utilizado neste trabalho com a adição de nanopartículas de sulfeto de molibdênio.

A condição de falta de lubrificante (*Starving*) foi escolhida com o objetivo de visualizar ou ressaltar os efeitos diretos da adição de nanopartículas de diamante no óleo lubrificante nas condições de operação mais críticas. Esta condição foi simulada depositando uma gota de 10 μl de óleo lubrificante na região do contato entre a esfera e o plano antes de iniciar o ensaio, com a ajuda de uma micropipeta de volume variável do fabricante Nichiryo®, modelo Nichipet EX II.



Figura 3.5 - Tribômetro universal Plint® TE – 67 utilizado no desenvolvimento deste trabalho.

Os materiais utilizados nos ensaios foram esferas de aço-cromo AISI E52100, de 10 mm de diâmetro, e placas de aço 1020, com polimento superficial até a lixa 1200. Foi utilizada uma carga de 1400 g (13,734 N), o que gera uma pressão de contato média de 1,49 GPa. A Tabela 3.2 resume as condições de ensaio utilizadas. Adicionalmente, para cada teste foram realizadas 3 réplicas.

Tabela 3.3 - Condições experimentais dos testes de lubrificação.

Condições dos testes de lubrificação	
Esfera	Material: Aço E – 52100
	Diâmetro: 10 mm
	Módulo de Young: 210 GPa
	Coefficiente de Poisson: 0,29
Corpo de prova	Material: Aço 1020
	Dimensões: 20 x 52 x 6 mm
	Módulo de Young: 205 GPa
	Coefficiente de Poisson: 0,29
Carga	1400 g (13,734 N)
Pressão de contato	1,49 GPa
Frequência	2 Hz
Amplitude	5 mm
Tempo	30 min

A medição do volume desgastado do corpo de prova é calculada a partir do perfil da trilha de desgaste medido em 5 secções ao longo da trilha, utilizando um rugosímetro do fabricante Taylor Hobson UK, modelo S100 *series*, disponível no LEPU (Laboratório de Ensino e Pesquisa em Usinagem) da Universidade Federal de Uberlândia. Finalmente, os dados foram pós-processados utilizando o *software* de reconstrução e metrologia MountainsMap® *profile*.

3.4. Bancada experimental de refrigeração

A bancada experimental utilizada no presente estudo se fundamenta no funcionamento de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional. Na Fig. 3.6, é apresentado um desenho esquemático de funcionamento da bancada experimental, em que se apresentam todos os componentes da bancada, além dos pontos onde foram localizados os instrumentos de medição de pressão, temperatura, vazão mássica e volumétrica. O conjunto torre de resfriamento, bombas de circulação e condensador compõem o sistema de arrefecimento da bancada experimental. Complementarmente, o sistema de água gelada é composto pelo evaporador, a bomba de circulação, o reservatório de água gelada e um banco de resistências, que por meio de um controle liga-desliga de 3 etapas permite simular a carga térmica do sistema, ao manter a temperatura de entrada do evaporador constante.

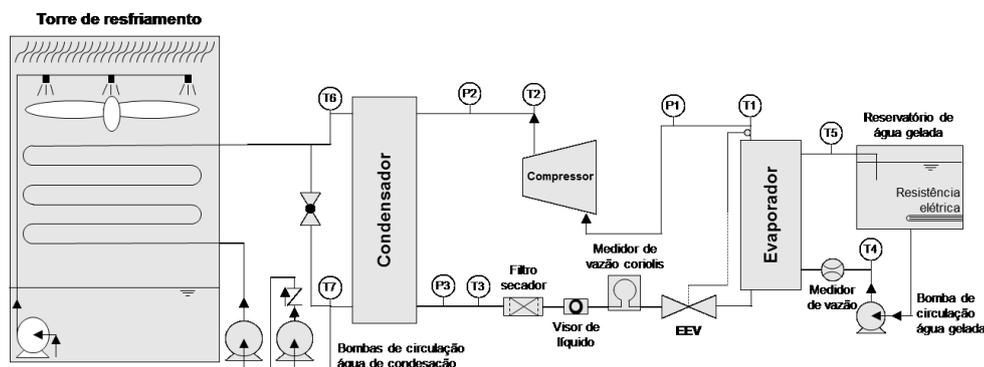


Figura 3.6 - Representação esquemática da bancada experimental de refrigeração utilizada para o desenvolvimento do presente trabalho.

Inicialmente, o LESTnano (Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos) da Universidade Federal de Uberlândia contava com uma bancada experimental que foi projetada e construída por Garcia (2010), que a utilizou para o estudo de técnicas de controle adaptativo (Fuzzi) aplicadas em sistemas de refrigeração. Depois, a bancada foi reconstruída por Antunes (2015) e Panato (2015) para a avaliação do processo de substituição do R-22, testando o desempenho do sistema operando com diferentes fluidos refrigerantes alternativos com menor impacto ambiental em compressores tipo alternativos e *scroll* herméticos.

Os equipamentos da bancada experimental foram submetidos a condições extremas durante períodos de tempo prolongados nos testes de avaliação de fluidos refrigerantes alternativos ao R-22 (processo de *drop-in*) realizados por Antunes (2015) e Panato (2015). Além disso, pela bancada possuir trocadores de calor do tipo tubos concêntricos de grande tamanho, precisava-se de elevadas cargas de fluido para sua operação. Por fim, o compressor com que a bancada contava não se adequava à proposta do presente estudo, já que esse era projetado para trabalhar a baixas temperaturas de evaporação (área de refrigeração comercial) e com R-22.

Pelos motivos citados no parágrafo anterior, a bancada experimental foi reconstruída completamente e foram realizadas as seguintes modificações: substituição do compressor de R-22 por um compressor de R-410A, substituição dos trocadores de calor tubing-tubing por trocadores do tipo placas brasadas, substituição de todos os sensores de temperatura, atualização do sistema de aquisição de dados e desenvolvimento de uma interface gráfica no software LABview para monitorar as variáveis medidas, controlar a carga térmica no reservatório de água gelada e gerenciar a aquisição de dados. Além disso, devido à elevada perda de carga na linha de água de condensação gerada pelo trocador a placas junto com a

elevada capacidade de refrigeração do compressor *scroll* utilizado, foi necessário realizar a montagem de duas bombas centrífugas em série na linha de água de condensação.



Figura 3.7 Bancada experimental de refrigeração reconstruída para o desenvolvimento deste trabalho.

3.4.1. Componentes básicos da bancada experimental

Como componente principal da bancada experimental e principal escopo desta pesquisa, foi utilizado um compressor doado pela empresa Emerson. O compressor fornecido foi o compressor hermético do tipo *scroll* e de rotação fixa, modelo ZP49K5-TF5, com capacidade nominal de 5 TR (17,58 kW), projetado especialmente para aplicações de ar condicionado e para trabalhar com R410A. A Fig. 3.8 (a) apresenta o compressor utilizado.



Figura 3.8 (a) compressor *scroll* ZP49K. (b) Inversor de frequência YASKAWA V-1000 utilizado na bancada experimental. Fonte: catálogo do fabricante.

Com o objetivo de avaliar diferentes regimes de operação do compressor, optou-se por mudar a velocidade de rotação do compressor. Para isso, foi utilizado um inversor de frequência vetorial trifásico da empresa YASKAWA, modelo V-1000-CIMR-VU2A0030F, com potência máxima de 10 CV (7,5 kW). O inversor utilizado é apresentado na Fig. 3.8 (b).

Como evaporador e condensador do sistema, foram utilizados trocadores de calor do tipo placas brasadas doados pela empresa APEMA. Como evaporador utilizou-se o modelo AEK 070-40 de 40 placas e para o condensador foi utilizado o modelo AEK 095-60 de 60 placas, ambos com pressão de operação máxima de 30 bar. O uso deste tipo de trocadores de calor permitiu reduzir a quantidade de fluido refrigerante utilizado por carga do sistema, já que estes apresentam um volume reduzido em relação aos trocadores do tipo tubos concêntricos que estavam na bancada anteriormente. Os trocadores de calor de placas utilizados são apresentados na Fig. 3.9.



Figura 3.9 - Trocadores de calor de placas brasadas APEMA. À esquerda o condensador AEK 070-40 e à direita o vaporador AEK 095-60.

Foi instalada uma válvula de expansão eletrônica fornecida pelo fabricante CAREL, modelo E²V24SSF10 com capacidade nominal de 23,4 kW trabalhando com R410A, condensando a 38 °C, evaporando a 4,4 °C, com superaquecimento nulo e subresfriamento de 1 K. Este dispositivo é controlado por meio do *driver* EVD0000T50 do mesmo fabricante, que é o encarregado de controlar a vazão mássica do sistema mantendo um grau de superaquecimento predefinido na saída do evaporador com o auxílio de um controle PID. O controle possui como entradas a pressão de evaporação medida com um sensor de pressão ratiométrico modelo SPKT0013R0 e a temperatura de saída do evaporador medida com um sensor de temperatura de contato NTC, modelo NTC030HF01. O *driver*, utilizando a pressão medida, estima a temperatura de evaporação, e com a temperatura de saída do evaporador determina o grau de superaquecimento do sistema. Em sequência, o *driver* fornece uma saída proporcional que ajusta a posição axial de um embolo cônico concêntrico a um orifício calibrado por meio de um motor de passo, ambos localizados no interior da válvula de expansão, de modo que o deslocamento controlado da válvula gera a queda de pressão

necessária para manter o grau de superaquecimento fixo na saída do evaporador, evitando assim o retorno de líquido ao compressor, o elevado grau de superaquecimento na sucção, e, conseqüentemente, elevação da temperatura de descarga e aumento do consumo de energia. Na Fig. 3.10 são apresentados a válvula de expansão, o *driver*, o sensor de pressão ratiométrico e o sensor de contato NTC.



Figura 3.10 - Sistema de expansão CAREL: (a) Válvula de expansão eletrônica E²V24SSF10, (b) *driver* EVD0000T50, (c) sensor de pressão ratiométrico SPKT0013R0 e (d) sensor de temperatura de contato NTC030HF01. Fonte: www.carel.com.br.

A torre de resfriamento utilizada como sistema de arrefecimento da linha de água de condensação é uma torre de resfriamento do tipo evaporativa fabricada por SEMCO modelo VXI-9-1. A torre de resfriamento em conjunto com duas bombas centrífugas marca KSB, modelo CN750, com capacidade máxima de 8 m³/h montadas em série e um reservatório de água compõem o sistema de arrefecimento da bancada experimental, como apresentado ao lado esquerdo na Fig. 3.6.

A linha de água gelada é composta por um evaporador, uma bomba centrífuga e um reservatório de água acoplado a um banco de resistências com capacidade de 15 kW, que se encarregam de simular a carga térmica do sistema, por meio de uma vazão e uma temperatura fixas na entrada do evaporador.

Além dos componentes anteriormente citados, a bancada conta com outros elementos fundamentais que garantem um funcionamento correto. Um deles é o filtro secador, encarregado de eliminar particulados carregados pelo fluido refrigerante, eliminar a umidade contida no sistema por meio da peneira molecular e eliminar a presença de ácidos do sistema graças à alumina ativada. Outro é o visor de líquido que permite visualizar o estado do escoamento na saída do condensador, possibilitando visualizar a passagem de bolhas. Além disso, o visor de líquido também possui um sensor químico que permite verificar a existência de umidade dentro do sistema, permitindo conhecer o estado do filtro secador. O filtro secador

instalado na bancada foi o DML-084 e o visor de líquido utilizado foi o SGP-12sN, ambos fabricados pela Danfoss como apresentados na Fig. 3.11.

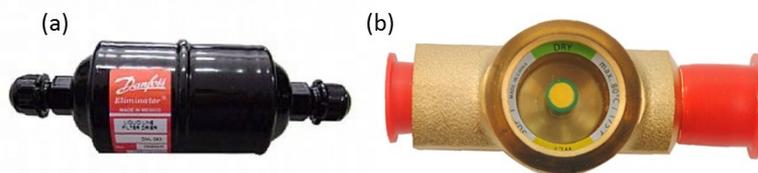


Figura 3.11 (a) Filtro secador de líquido e (b) visor de líquido instalados na bancada experimental.

3.4.2. Instrumentação e monitoramento da bancada

A medição da temperatura do fluido refrigerante dentro do sistema foi realizada em todos os pontos assinalados na Fig. 3.6. Para isso, foram utilizados sensores de temperatura RTD (*Resistance Temperature Detector*) tipo PT-100 montados em contato direto com o fluido, nas linhas de condensação, fluido refrigerante e água gelada. Complementarmente, com a finalidade de avaliar os impactos diretos dos nanolubrificantes no compressor *scroll*, foram colados 5 sensores de temperatura termopar tipo t, manufaturados e verificados conforme o procedimento apresentado no Apêndice A. Os termopares foram colados na superfície utilizando uma cola de silicone de alta temperatura e elevada condutividade térmica. As posições dos termopares que foram colados na superfície do compressor são apresentadas na Fig. 3.12.



Figura 3.12 Localização dos termopares colados na superfície do compressor.

As pressões foram medidas nos principais pontos do sistema: a entrada, a saída do condensador e a saída do evaporador (ver Fig. 3.6). Para isso, foram utilizados transdutores de pressão do tipo piezo resistivos do fabricante IFM com faixas de medição de 0 – 25 bar para a condensação modelo PA – 3023 e de 0 – 10 bar para a evaporação modelo PA – 3024.

A vazão mássica do sistema de refrigeração foi medida com o auxílio de um medidor de vazão do tipo Coriolis do fabricante Metroval, modelo RMH06-4FS1PN, com faixa de medição de 0,0098 a 0,1686 kg/s. Este instrumento possui um transmissor modelo CMM01-290DACDCB também do mesmo fabricante, que é o encarregado de converter o valor medido (vazão mássica) em um sinal proporcional entre 4-20 mA, que permite a comunicação com o sistema de aquisição de dados. O sensor de vazão mássica foi instalado seguindo as recomendações do fabricante, e foi localizado entre o visor de líquido e a válvula de expansão, permitindo a visualização do fluido refrigerante na entrada do sensor, como pode ser visualizado na Fig. 3.6. Complementarmente, com o objetivo de fechar o balanço de energia no evaporador e realizar a validação dos testes, foi localizado um sensor de vazão volumétrica na descarga da bomba de circulação do circuito de água gelada (ver Fig. 3.6). O sensor utilizado é do tipo turbina e corresponde ao modelo 8512 GF, do fabricante SIGNET.

Para o monitoramento e a aquisição dos sinais fornecidos pelos sensores citados anteriormente, foi utilizado um sistema de aquisição de dados do fabricante National Instruments. O sistema é composto por um chassi Ni CompactDAQ, modelo NI cDAQ-9178, em conjunto de 5 módulos de entrada e saída do mesmo fabricante, além de uma interface desenvolvida no software LABview®, que permite monitorar, controlar e gerenciar o armazenamento de dados. Os módulos utilizados para a aquisição de dados e o monitoramento do sistema são listados na Tabela 3.3

Tabela 3.4 - Tabela de resumo dos módulos e instrumentos da bancada experimental.

Instrumento	Quantidade	Tipo de módulo	Modelo
Termopar	6	Voltagem (mV)	NI 9213
PT-100	7	Resistência	NI 9216
Transdutor de pressão	3	Corrente (mA)	NI 9203
Medidor de vazão coriolis	1	Corrente (mA)	NI 9203
Medidor de vazão volumétrico	1	Corrente (mA)	NI 9203
Controle	3	E/S digital	NI 9401

Finalmente, a potência consumida pelo compressor (potência ativa) foi medida com a ajuda de um analisador de energia trifásico MEDICAL ST do fabricante CESINEL. O equipamento foi instalado na configuração delta e posicionado antes do inversor de frequência

para reduzir a influência dos harmônicos gerados pelo inversor na medição. O analisador de energia possui uma faixa de medição de 10 a 100 A e de 110 a 480 V para corrente e voltagem, respectivamente. Este equipamento foi disponibilizado pelo LADEE (Laboratório Distribuição de Energia Elétrica) da Faculdade de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Uberlândia. A Fig. 3.13 apresenta o analisador de energia utilizado.



Figura 3.13 - Analisador de energia CESINEL modelo MEDICAL ST.

3.4.3. Avaliação das propriedades do sistema

Para a avaliação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, foi desenvolvida uma rotina no software EES® (*Engineering Equation Solver*). Para a avaliação das propriedades do sistema, foram assumidas as seguintes simplificações: a queda de pressão nos trocadores de calor e a troca de calor com o ambiente nesses equipamentos são desprezíveis, a expansão do fluido na válvula de expansão segue um processo à entalpia constante e à condição de regime permanente.

A capacidade frigorífica do sistema foi determinada realizando um balanço de energia entre a entrada e a saída do evaporador no circuito de fluido refrigerante (fluido primário). Uma vez que a vazão mássica do fluido refrigerante, a pressão de evaporação e a temperatura na saída do evaporador foram medidas, foi possível determinar a capacidade de refrigeração do sistema, utilizando a Eq. 3.2,

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_{saída}(T, P) - h_{ent}(x, P)) \quad (3.2)$$

em que \dot{Q}_{evap} representa a capacidade frigorífica medida, \dot{m} representa a vazão mássica, $h_{saída}$ representa o valor da entalpia do fluido refrigerante calculado à temperatura e à pressão medidas na saída do evaporador e h_{ent} representa o valor da entalpia na entrada do

evaporador, que corresponde à entalpia na entrada da válvula de expansão, já que, segundo as considerações que foram assumidas, esse processo ocorre à entalpia constante.

O conceito de coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração do sistema (\dot{Q}_{evap}), calculada pela Eq. 3.2, e a potência consumida pelo compressor (\dot{W}_{comp}) medida com o analisador de energia. O cálculo desta quantidade é realizado com a Eq. 3.3.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.3)$$

Com o objetivo de avaliar a qualidade dos testes e verificar o fechamento do balanço de energia, foram determinadas as capacidades do sistema pelo circuito de fluido refrigerante e pelo circuito de água gelada utilizando as Eq. 3.2 e a Eq. 3.4, respectivamente,

$$\dot{Q}_{evap,H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \cdot Cp(T_m) \cdot (T_{saí} - T_{ent}) \quad (3.4)$$

na qual \dot{m}_{H_2O} representa a vazão mássica do circuito de água gelada, Cp representa o calor específico da água avaliado à temperatura média entre a entrada e a saída do evaporador, e $T_{saí}$ e T_{ent} representam as temperatura de água medidas na saída e na entrada do evaporador, respectivamente. Finalmente, o erro no balanço de energia entre a capacidade de refrigeração medida na linha de fluido refrigerante e na linha de água gelada é determinado pela Eq. 3.5.

$$BE = \left(\frac{\dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{evap,H_2O}}{\dot{Q}_{evap}} \right) \cdot 100 [\%] \quad (3.5)$$

3.4.4. Metodologia dos testes e condições avaliadas

Para o estudo do efeito de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante em sistemas de ar condicionado e refrigeração, foram realizados testes em regime permanente variando a concentração de nanopartículas, a temperatura de evaporação, a velocidade de rotação do compressor, mantendo constantes a temperatura de condensação, a vazão volumétrica de água gelada e o grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador. A Tabela 3.4 apresenta as condições de teste avaliadas no presente trabalho.

Foram realizados 3 testes para cada condição, com o objetivo de garantir repetibilidade. Uma vez que o regime permanente é atingido na condição desejada, é realizada a aquisição de dados a uma taxa de amostragem de uma amostra por segundo,

durante um período de 10 minutos. Por último, foi adotado como valor estimado de cada uma das variáveis medidas o valor médio de cada um dos 3 testes realizados.

Tabela 3.5 - condições de teste avaliadas no presente trabalho.

Condições de teste	
Concentração de nanopartículas (ϕ)	0,0%, 0,1%, 0,5%
Frequência	45 a 60 Hz em incrementos de 5 Hz
Temperatura de evaporação	- 7 a 7 °C em incrementos de 2 °C
Temperatura de condensação	41 °C
Superaquecimento	10 K
Vazão de água gelada	1,01 l/s

Os testes foram realizados sob a condição de regime permanente, a qual se refere à estabilidade do sistema, ou seja, à independência das propriedades termodinâmicas do sistema com o tempo. Para isso, foi adotada como aproximação a condição de regime permanente utilizada por Antunes (2015), que considera regime permanente quando todas as variáveis medidas do sistema entram em um regime de oscilação de mais ou menos 3 vezes o desvio padrão calculado durante dez minutos. Uma vez que a condição assumida é atingida, pode ser iniciada a aquisição de dados do respectivo ensaio.

3.4.5. Análise da incerteza de medição

O resultado de medição de cada uma das variáveis medidas é apresentado de acordo com a Eq. 3.6, em que \bar{x} representa o valor médio da variável ao longo do teste e U representa a incerteza de medição expandida associada à variável.

$$x = \bar{x} \pm U \quad (3.6)$$

Para a determinação da incerteza de medição expandida das variáveis primárias, foi utilizado o método GUM (BIPM, 1993). Este método propõe a utilização de um modelo matemático que envolva as variáveis de influência (ver Eq. 3.7). Estas variáveis de influência podem ser o efeito da média, a repetibilidade das leituras, a resolução do instrumento e a incerteza associada à calibração do instrumento.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.7)$$

Na equação, x_1, x_2, \dots, x_n , representam as variáveis de influência. Uma vez assumido um modelo matemático, são calculadas as incertezas-padrão. Com o objetivo de avaliar o efeito de todas as fontes de incertezas $u(x_1), u(x_2), \dots, u(x_n)$ associadas às variáveis de influência, utiliza-se a Eq. 3.8, que determina a incerteza-padrão combinada.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (3.8)$$

Em seguida, é calculado o número de graus de liberdade efetivos (ν). Logo após, é determinado o fator e abrangência (k) e, finalmente, determina-se o valor da incerteza expandida associada à medição (U), assumindo uma função de densidade de probabilidade tipo t-student e um determinado intervalo de confiança de 95% (Ver Eq. 3.9). O valor da incerteza expandida determinado pelo procedimento anterior para cada uma das variáveis diretas é apresentado na Tabela 3.5.

$$U = k \cdot u_c(y) \quad (3.9)$$

Tabela 3.6 - Incertezas associadas às variáveis diretas.

Variável medida	Instrumento	Faixa de medição	Incerteza
$T_{comp}(n)$	Termopar tipo T	-200 – 350 °C	±0,5 °C
$T(n)$	PT-100	-200 – 500 °C	±0,3 °C
P_{Evap}	Transmissor de pressão	0 – 10 bar	±0,15 bar
P_{Cond}	Transmissão de pressão	0 – 25 bar	±0,25 bar
\dot{m}	Medidor de vazão mássica Coriolis	0,2 – 150 g/s	±0,15%
\dot{m}_{H_2O}	Medidor de vazão volumétrica de turbina	0,1 – 6 m/s*	±1%
\dot{W}_{comp}	Analizador de energia	10 – 100 A 110 – 480 V	±10%

* Conforme reportado pelo fabricante.

Já para as variáveis calculadas, que se fundamentam a partir dos valores medidos experimentalmente, a incerteza foi determinada utilizando o software EES® (*Engineering Equation Solver*). Este software possui um módulo especializado para realizar a propagação

das incertezas que segue a norma técnica 1297 proposta pelo NIST em 1994. As incertezas associadas às variáveis calculadas são apresentadas na Tabela 3.6.

Tabela 3.7 - Incertezas associadas às variáveis calculadas

Parâmetro	Incerteza
T_{Evap}	$\pm 0,5$ °C
\dot{Q}_{Evap}	$\pm 3\%$
COP	$\pm 5\%$

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, serão abordados a análise e a discussão dos resultados. Os itens são apresentados na mesma ordem em que foram apresentados no capítulo III, referente à metodologia experimental. A primeira parte corresponde à caracterização das propriedades termofísicas: massa específica, viscosidade e condutividade térmica de nanolubrificantes de óleo sintético POE e diamante. Depois, são apresentados os resultados referentes aos testes tribológicos contendo a medição do fator de atrito e a medição do desgaste, e, para finalizar, os resultados dos testes de aplicação dos nanolubrificantes de diamante na bancada de refrigeração experimental operando inicialmente com o R410A e, na sequência, com seu possível substituto, o R32.

É importante destacar que todos os incrementos relativos de cada propriedade a ser apresentada dos nanolubrificantes em relação ao fluido base são calculados por meio da Eq. 4.1,

$$I[\%] = \frac{X_{nf}}{X_{fb}} * 100 \quad (4.1)$$

na qual X_{nf} e X_{fb} representam as propriedades do nanolubrificante e do fluido base, respectivamente.

4.1. Propriedades termofísicas de nanolubrificantes

4.1.1. Massa específica

A fim de avaliar as medições de massa específica de nanolubrificantes e validar o equipamento utilizado para este fim, foram comparados os valores medidos desta propriedade

do fluido base, o lubrificante sintético POE ISO 32, com os resultados experimentais apresentados por Kedzierski (2013). Na Fig. 4.1, é possível observar que os desvios entre os resultados obtidos neste trabalho e os obtidos por Kedzierski (2013) estão abaixo de 0,1%.

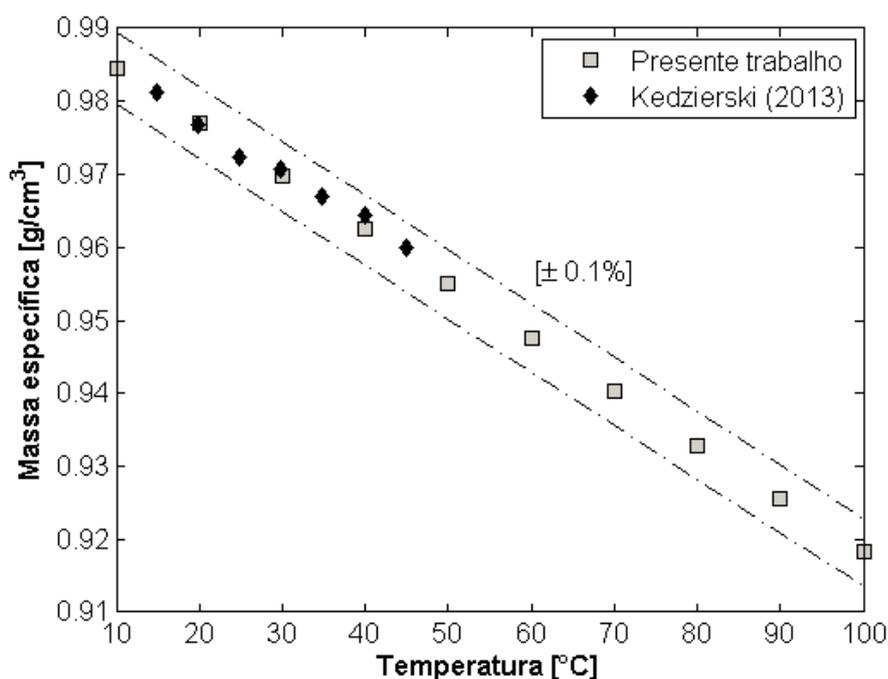


Figura 4.1 - Comparação entre resultados experimentais da massa específica do fluido base e os encontrados por Kedzierski (2013).

A massa específica de nanolubrificantes de diamante, assim como a do fluido base, foi medida em uma faixa de temperaturas de 10 até 100 °C e para as concentrações em massa de 0,1%, 0,5% e 1,0%, como é ilustrado pela Fig. 4.2. Essa figura apresenta que a massa específica de nanolubrificantes tende a aumentar com o aumento da concentração, enquanto que com o aumento da temperatura, da mesma forma que o fluido base, tende a diminuir, apresentando um comportamento quase linear. Foi observado que, para a maior temperatura avaliada, foi encontrada uma redução máxima de 6,73% nesta propriedade. Por outro lado, foi encontrado que, à concentração de 1,0%, apresentou um incremento máximo de 0,5% em relação ao fluido base.

Com fins de validação, a Fig. 4.3 mostra um desvio máximo de 0,3% entre a massa específica de nanolubrificantes medida experimentalmente a 40°C e a estimada utilizando o modelo de Pak e Cho (1998), representado pela Eq. 2.2. Dessa forma, conclui-se que esse modelo se mostrou como um bom estimador desta propriedade.

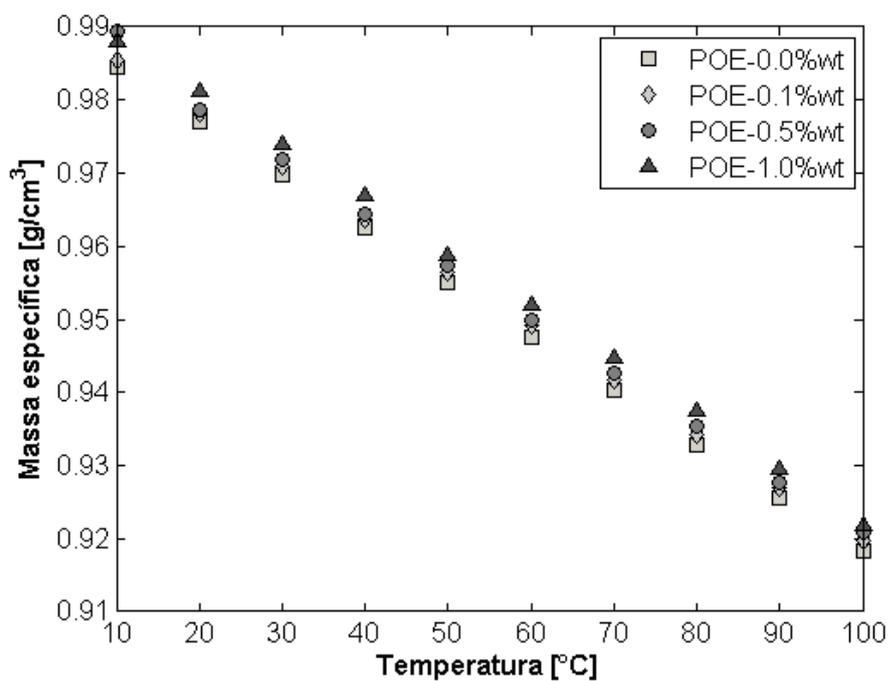


Figura 4.2 - Massa específica de nanolubrificantes de Di/POE em função da temperatura

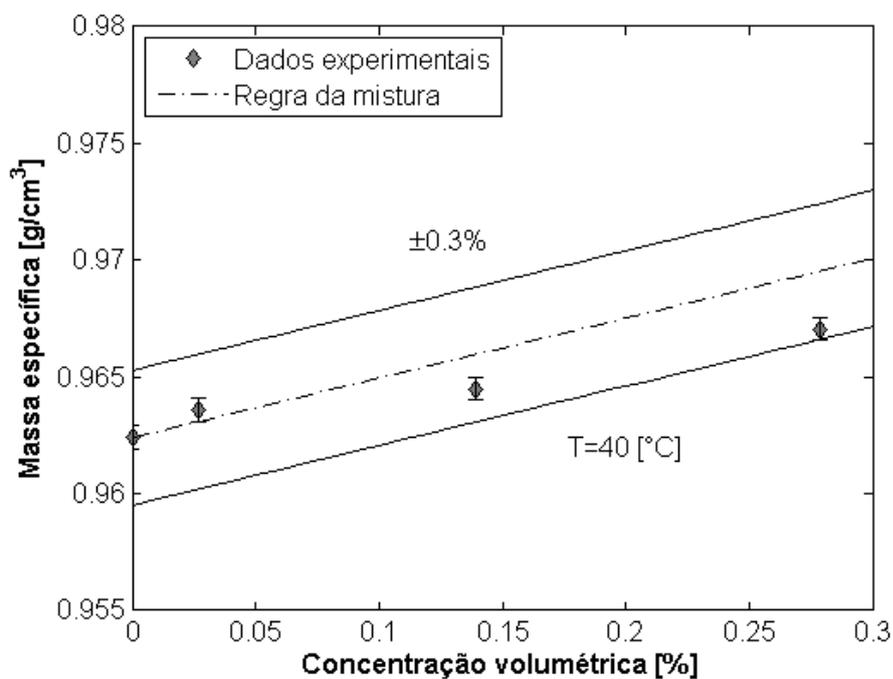


Figura 4.3 - Comparação da massa específica experimental de nanolubrificantes de Di/POE em função da concentração volumétrica de nanopartículas a 40 °C e dados estimados pelo modelo de Pak e Cho (1998).

4.1.2. Viscosidade

Na Fig. 4.4, são apresentados os resultados da viscosidade dinâmica do fluido base e dos nanolubrificantes para as concentrações mássicas de 0,1% (0,03%v), 0,5% (0,14%v) e 1,0% (0,28%v), avaliados em uma faixa de temperatura de 10 até 100 °C. A partir dessa figura, é possível observar a redução da viscosidade dinâmica com o aumento da temperatura, o que está em concordância com a maioria dos trabalhos encontrados na literatura. O aumento da temperatura, de 10 até 100 °C, reduziu a viscosidade do fluido base e dos nanolubrificantes em até 96,5%.

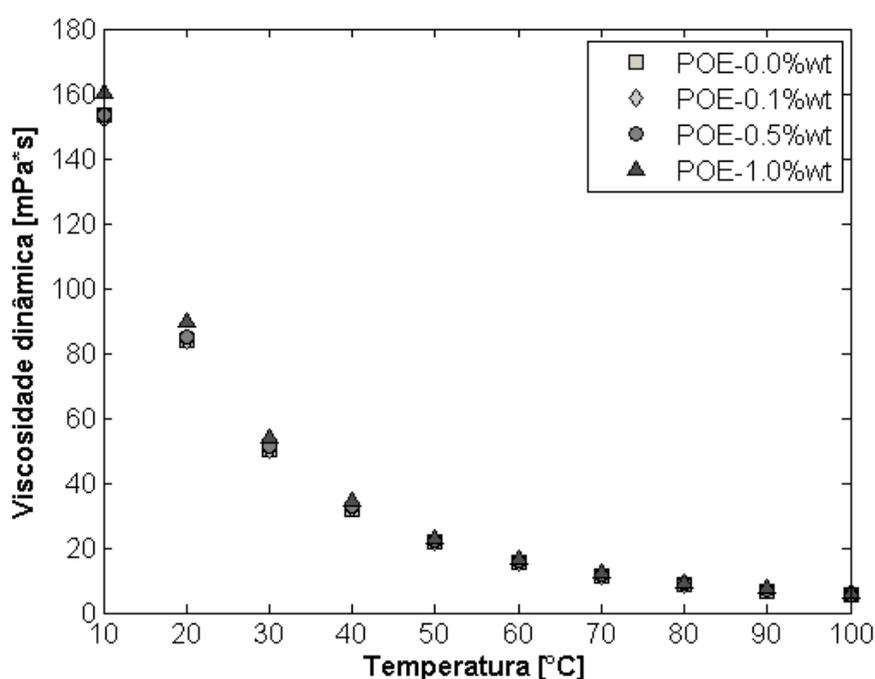


Figura 4.4 - Viscosidade dinâmica em função da temperatura a diferentes concentrações

Além disso, para a concentração de 1,0% em massa, é evidenciado um valor mais elevado de viscosidade, principalmente a baixas temperaturas. Embora a viscosidade dinâmica do nanolubrificante com concentração de 1,0% tenha aumentado em relação à do fluido base, os resultados mostraram que, para a menor concentração avaliada e a temperatura de 10 °C, a viscosidade diminuiu em ~1%. Essa tendência de a viscosidade dinâmica de nanolubrificantes ser menor que a do fluido base, a baixas concentrações e a baixas temperaturas, foi reportada por Almeida (2015), para nanolubrificantes de óleo mineral de refrigeração e nanopartículas de alumina. Segundo o autor, essa tendência, além de estar em discordância com a maioria dos resultados experimentais encontrados na literatura, também se encontra em discordância com os modelos teóricos existentes, uma vez que, segundo os modelos, a viscosidade é proporcional à concentração.

A Fig. 4.5 apresenta o efeito da concentração de nanopartículas de diamante na viscosidade dinâmica de nanolubrificantes a 40 °C. Da figura, é possível concluir que a viscosidade dinâmica de nanolubrificante é aumentada conforme se eleva a concentração de nanopartículas. A 40 °C, foram encontrados aumentos de 0,6%, 2,5% e 7%, para as concentrações em massa de 0,1% (0,03%v), 0,5% (0,14%v) e 1,0% (0,28%v), respectivamente. Na Fig. 4.5, também se observa como os modelos teóricos de Einstein (1906), Brinkman (1952) e Batchelor (1977) subestimam essa propriedade. Além disso, o desvio entre o valor estimado e o valor experimental aumenta conforme aumenta a concentração, em aproximadamente 0,5%, 2% e 6% para as concentrações de 0,1%, 0,5% 1,0%, respectivamente. Como o desvio existente é da ordem do ganho encontrado pelo efeito da concentração, pode ser concluído que os modelo estudados falham ao predizer essa propriedade, como era esperado da revisão bibliográfica (SHARIF, et al. 2016; OLIVEIRA, 2012).

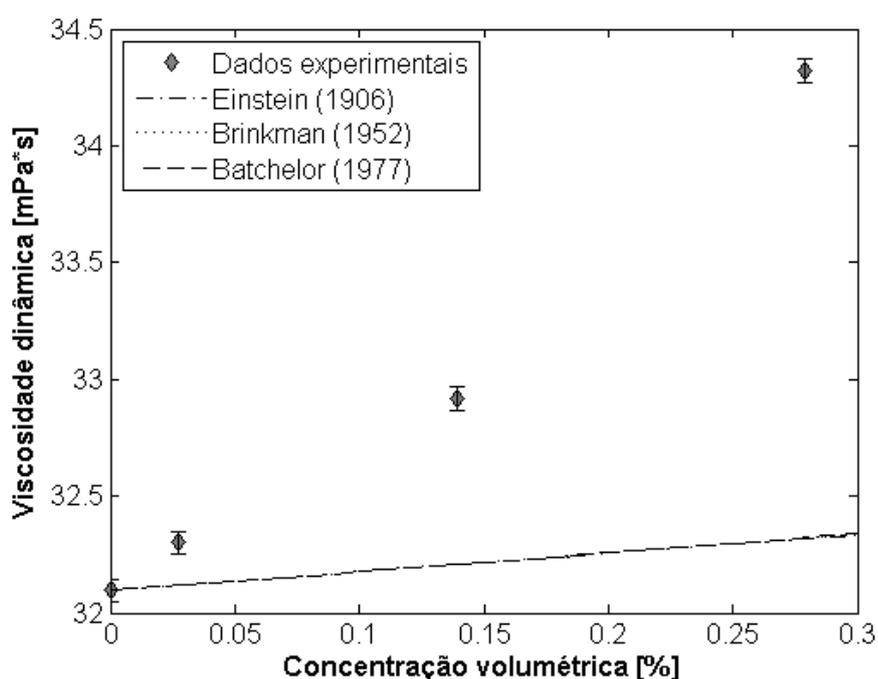


Figura 4.5 - Viscosidade dinâmica de nanolubrificantes em função da concentração volumétrica.

De acordo com a norma ASTM D-2422 – 97, os valores da viscosidade cinemática de lubrificantes com grau de viscosidade ISO 32 a 40 °C são 32 mm²/s, para o valor central, e 28,8 e 35,2 mm²/s, para os limites superior e inferior, respectivamente. O valor central da viscosidade cinemática a 40 °C pode ser comparado com o valor do fluido base determinado

experimentalmente à mesma temperatura, que corresponde a $33,35 \text{ mm}^2/\text{s}$, e foi utilizado com o objetivo de validar as medições realizadas, com desvio igual a 4,2%. Por outro lado, para as concentrações de 0,1% (0,03%v), 0,5% (0,14%v) e 1,0% (0,28%v), a viscosidade cinemática a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ foi de 33,5; 34,13 e $35,5 \text{ mm}^2/\text{s}$, respectivamente. Em função dos valores da viscosidade cinemática encontrados e os limites estabelecidos pela norma, concluiu-se que as concentrações de 0,1% e 0,5% se mantiveram dentro da faixa, enquanto que a maior concentração avaliada, que foi a de 1,0%, atingiu o limite superior desta. Isto foi realizado com o objetivo de fornecer uma noção mais tangível sobre o incremento que as nanopartículas como aditivo lubrificante podem causar nessa propriedade do lubrificante puro.

4.1.3. Condutividade térmica

Devido à falta de tabelas de propriedades de transporte do lubrificante utilizado para a validação das medições de condutividade térmica realizadas, essas foram comparadas com os resultados experimentais realizados por Sousa (2017), para lubrificante POE ISO 32, Fig. 4.6. A condutividade térmica do fluido base apresentou um desvio máximo de 6% entre os dados experimentais tomados da literatura e os medidos no presente trabalho.

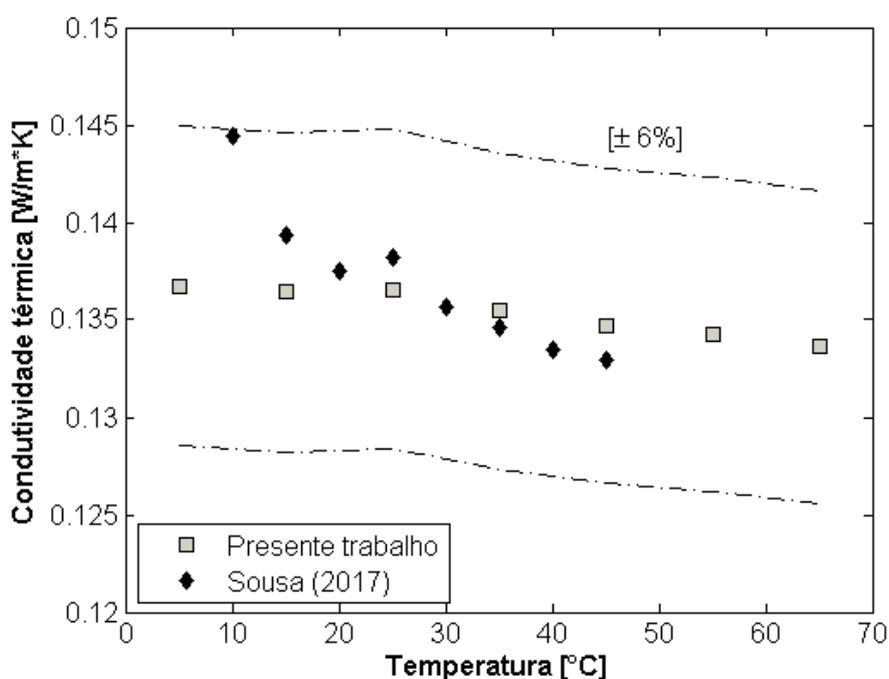


Figura 4.6 - Comparação entre os valores da condutividade térmica do lubrificante POE ISO 32 medidos no presente trabalho e os encontrados em Sousa (2017).

Na Fig. 4.6, observa-se, também, um efeito já citado na revisão bibliográfica, que trata da redução desta propriedade do fluido base com o aumento da temperatura. Sharif et al. (2016) encontraram o mesmo comportamento para o lubrificante sintético PAG e afirmaram que esse efeito pode ser explicado da seguinte forma: o fluido, ao ser aquecido, tem suas moléculas mais afastadas entre si, e, como consequência, a probabilidade de colisão das moléculas é diminuída, resultando na redução do transporte de energia por difusão, que está diretamente relacionado com a condutividade térmica do lubrificante.

A condutividade térmica de nanolubrificantes foi medida em uma faixa de temperaturas de 5 até 65 °C nas concentrações de 0,1%, 0,5% e 1,0%, como pode ser observado na Fig. 4.7. Nessa, vê-se que os nanolubrificantes também apresentaram a mesma redução com a temperatura que o fluido base.

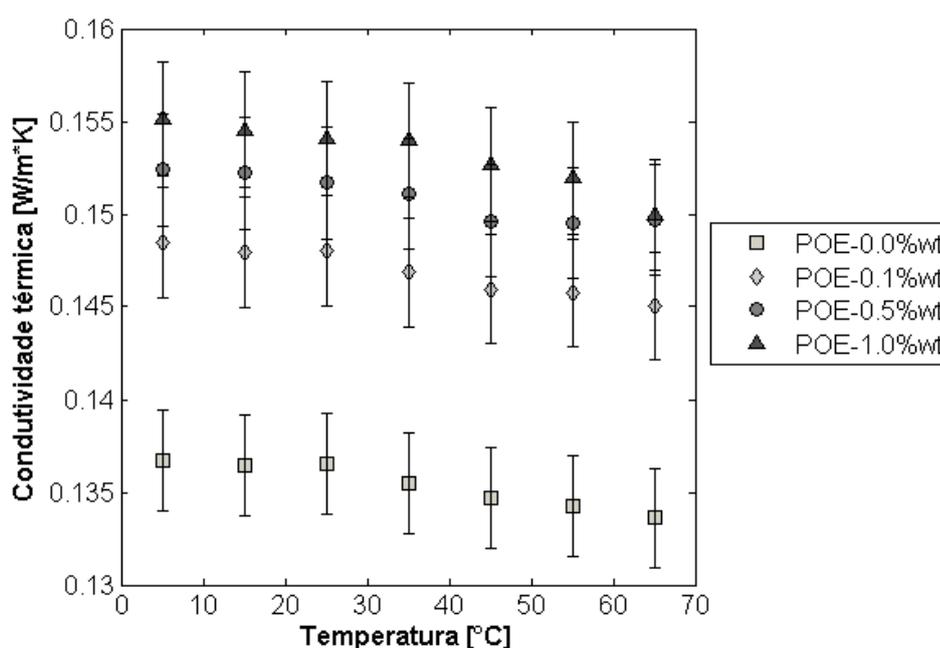


Figura 4.7 - Condutividade térmica do fluido base e de nanolubrificantes POE/Di em função da temperatura.

Na Fig. 4.7, também pode ser observado que a condutividade térmica de nanolubrificantes tende a aumentar com o aumento da concentração, e que o ganho relativo, devido à concentração, foi mantido aproximadamente constante com o aumento da temperatura. Para uma melhor visualização do efeito da concentração de nanopartículas de diamante na condutividade térmica, a Fig. 4.8 apresenta a razão da condutividade térmica de nanolubrificantes em relação à do fluido base como uma função da concentração a 25 °C.

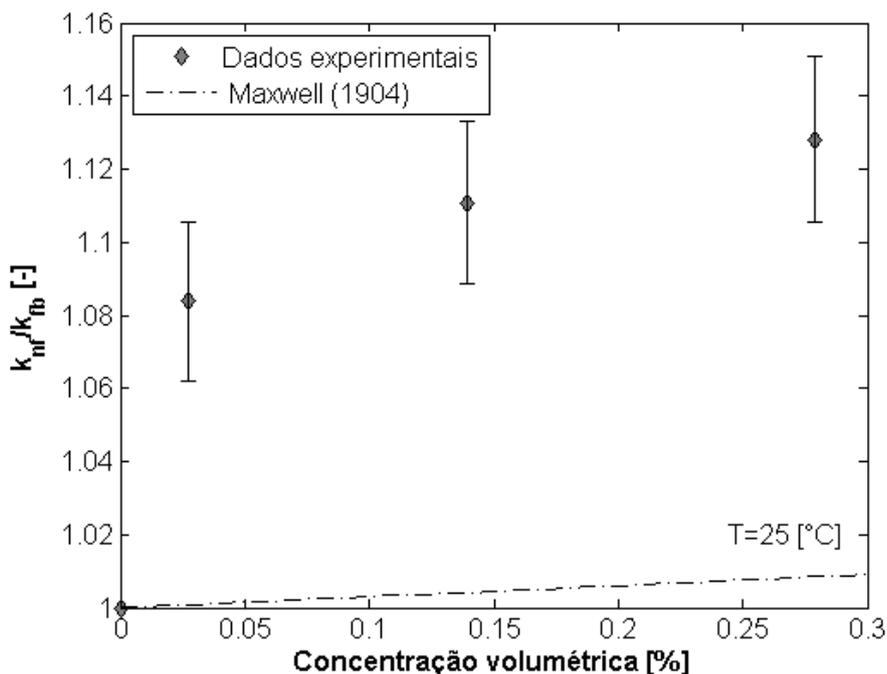


Figura 4.8 – Razão da condutividade térmica de nanolubrificantes de POE/Di em função da concentração volumétrica a 25 °C.

Na Fig. 4.8, são observados os ganhos normalizados de 8%, 11% e 12%, referentes às concentrações em massa de 0,1% (0,03%v), 0,5% (0,14%v) e 1,0% (0,28%v), respectivamente. Além disso, pode ser observado, apenas para os limites avaliados, que a relação entre a condutividade térmica normalizada e a concentração volumétrica possui uma inclinação elevada a baixas concentrações e se aplaina com o aumento da concentração, mostrando um comportamento assintótico. Explicado de outra forma, os ganhos na condutividade térmica de nanolubrificantes, a baixas concentrações, são elevados, mas conforme a concentração aumenta o ganho relativo tende a permanecer o mesmo. Com o aumento da concentração de nanopartículas, aumenta-se o custo de produção do nanolubrificante, pelo aumento da massa de nanopartículas necessária. Simultaneamente, a estabilidade do nanolubrificante se vê sacrificada, já que, com o aumento da concentração, é aumentada a probabilidade de formação de aglomerados de nanopartículas que o levem à decantação. Precisa-se, porém, de surfactantes e melhores técnicas de produção para atingir suspensões estáveis. Com o aumento da concentração, a viscosidade de nanolubrificante também é aumentada, trazendo como consequência incrementos no consumo de energia dos equipamentos. Deve existir, portanto, um compromisso entre a concentração de nanopartículas e os ganhos desejados no sistema.

4.2. Desempenho tribológico de nanolubrificantes

4.2.1. Coeficiente de atrito de nanolubrificantes

Para um melhor entendimento dos efeitos que as nanopartículas de diamante como aditivos lubrificantes podem causar na lubrificação do compressor, foram realizados testes tribológicos de deslizamento alternado, nas condições mencionadas na Tabela 3.2. A Fig. 4.9 apresenta a evolução do coeficiente de atrito do fluido base e de nanolubrificantes ao longo do teste.

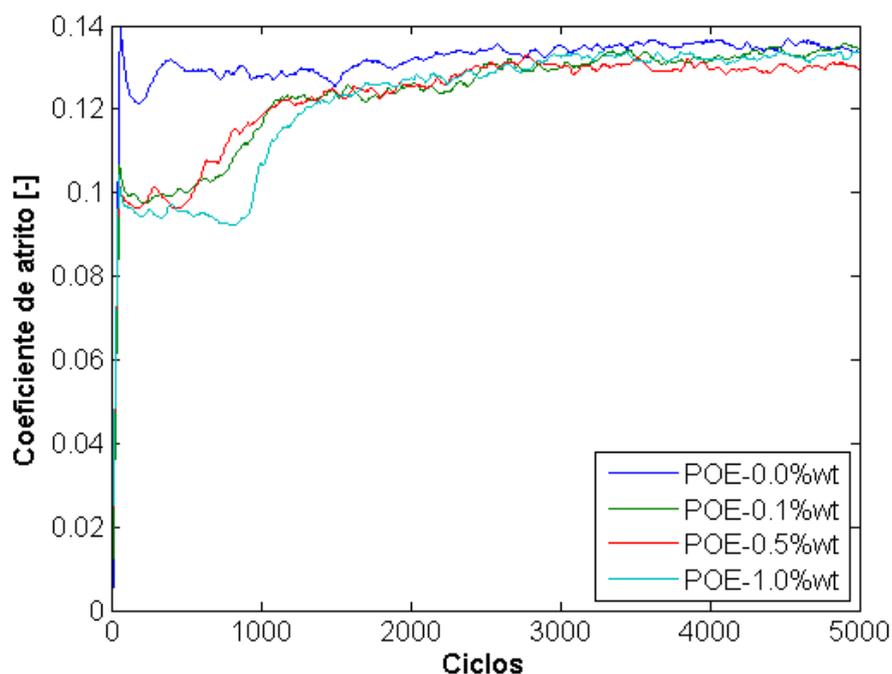


Figura 4.9 - Coeficiente de atrito de nanolubrificantes em função do número de ciclos realizados.

Na Fig. 4.9, observa-se que todos os nanolubrificantes testados resultaram em um coeficiente de atrito mais baixo em relação ao lubrificante puro. Para todas as concentrações avaliadas, o sistema tribológico entrou em regime permanente de coeficiente de atrito a partir de aproximadamente 3000 ciclos. A maior redução do atrito foi apreciada no início dos testes para todas as concentrações de diamante avaliadas. Esse comportamento está em concordância com os resultados encontrados por Ohmae e Martin (2008), para o lubrificante sintético PAO com a adição de *nano-onions* de carbono. Além disso, os autores afirmaram que as nanopartículas como aditivos lubrificantes podem chegar a solucionar os problemas envolvidos na partida em frio de equipamentos.

Para avaliar o efeito da concentração de nanopartículas de diamante no coeficiente de atrito, a Fig. 4.10 apresenta o gráfico de redução média do coeficiente de atrito ao longo do teste completo versus a concentração mássica de nanopartículas de diamante. Dessa forma, é possível concluir que, com o aumento da concentração, o coeficiente de atrito tendeu a diminuir, com reduções de 2,9% para a concentração de 0,1% e de ~4% para as concentrações de 0,5 e 1,0%, respectivamente. Como a redução do coeficiente de atrito global nas concentrações avaliadas ficou fora da faixa de incerteza definida, pode-se afirmar que desde a concentração mais baixa foi possível atingir uma redução significativa no atrito.

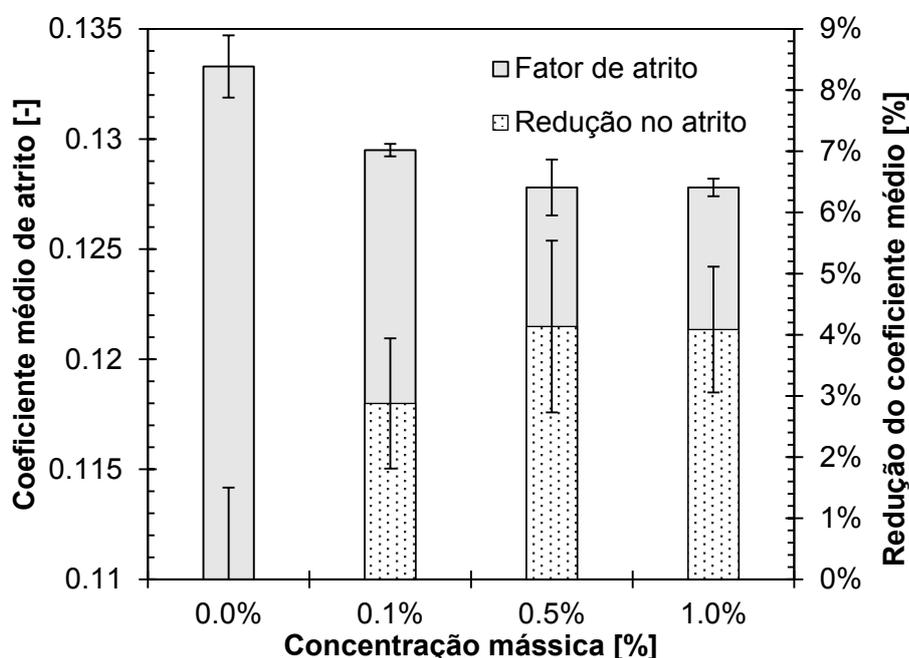


Figura 4.10 - Coeficiente de atrito médio e redução média do coeficiente de atrito do teste de nanolubrificantes POE/Di, ambos em relação ao lubrificante puro versus a concentração de nanopartículas.

A partir da Fig. 4.9, também pode ser afirmado que, uma vez que o par tribológico entra em regime permanente, a concentração mássica de 0,5% (curva vermelha) foi a que apresentou o menor valor do coeficiente de atrito entre as avaliadas. Para reafirmar essa hipótese, a Fig. 4.11 apresenta o valor médio do coeficiente de atrito em regime permanente, ou seja, entre 3000 e 5000 ciclos. Além disso, pode ser observada a existência de uma concentração ótima de nanopartículas, situada entre 0,5% e 1,0%, a qual apresenta o coeficiente de atrito mais baixo. O comportamento do coeficiente de atrito, uma vez estabilizado, com o aumento da concentração de nanopartículas, está em concordância com os resultados experimentais reportados por Sabareesh et al. (2012) e Almeida (2015).

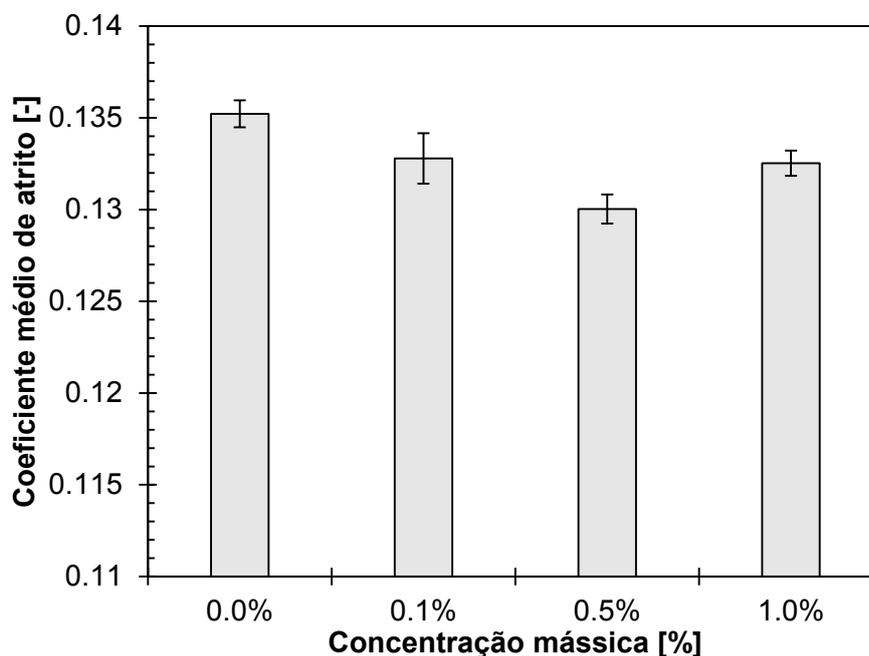


Figura 4.11 - Coeficiente de atrito médio em regime permanente em função da concentração mássica de nanopartículas de diamante.

4.2.2. Medição do desgaste das amostras

A Fig. 4.12 apresenta os quatro perfis transversais da escara de desgaste das amostras para os ensaios realizados e a área desgastada, que foi calculada por meio do software MountainsMap[®]. Em cada um dos gráficos, a área deformada plasticamente é apresentada pela região cinza, enquanto que a área desgastada é indicada pela região preta, correspondente ao valor (A_1) apresentado. Observa-se que a área desgastada da amostra diminui até a concentração de 0,5% e depois aumenta de forma pronunciada, atingindo valores acima do óleo lubrificante puro. A amostra que apresentou a maior área desgastada foi a lubrificada com o nanolubrificante contendo 1,0% em massa de diamante, enquanto que o menor desgaste foi apresentado pela amostra lubrificada com nanolubrificante com concentração de 0,5%, em relação à amostra lubrificada com o POE puro.

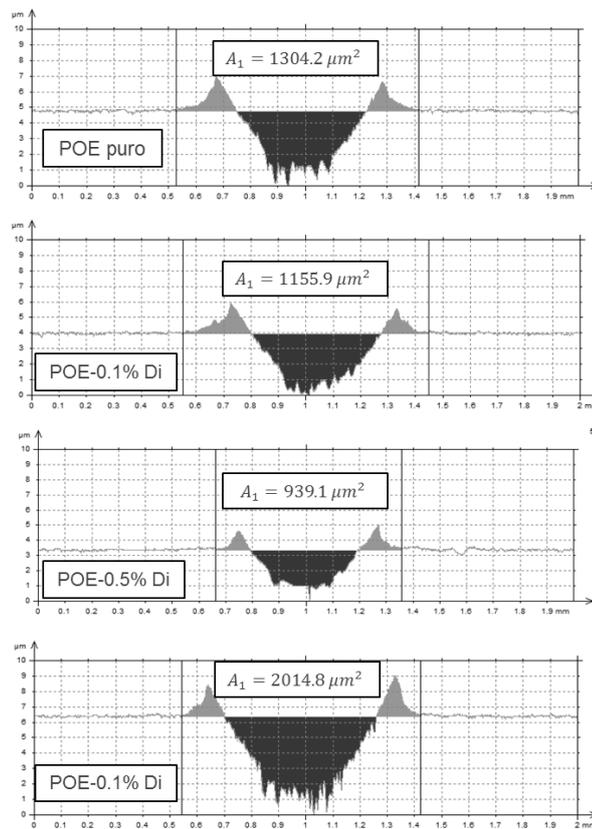


Figura 4.12 - Perfis transversais das escaras de desgaste para cada concentração.

O volume desgastado das amostras é calculado a partir da multiplicação entre a área média desgastada (A_1) e o comprimento da trilha de desgaste, e é apresentado na Fig. 4.13.

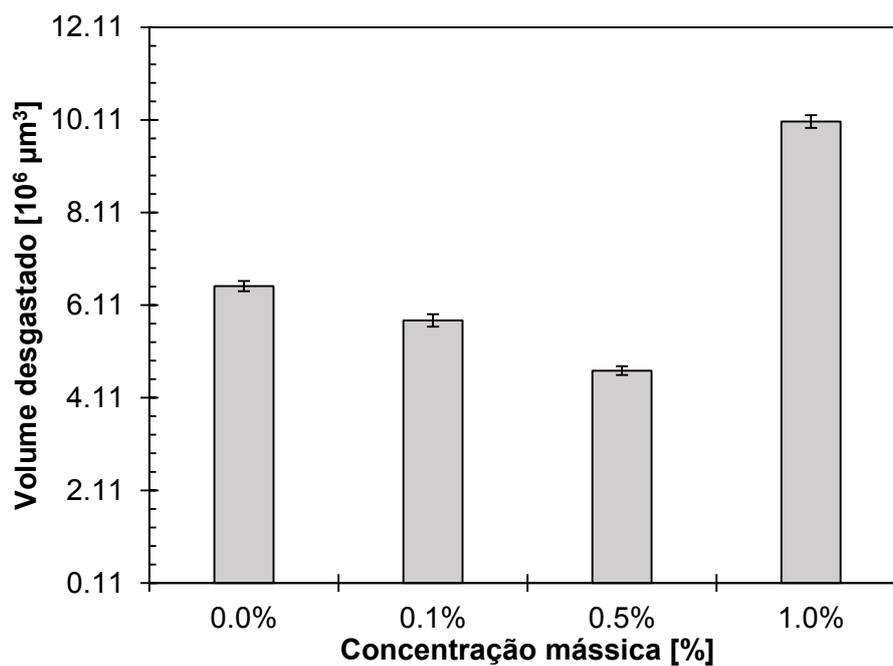


Figura 4.13 - Volume desgastado medido em função da concentração de nanopartículas.

O aumento no desgaste apresentado a elevadas concentrações de nanopartículas de diamante pode ser explicado pelo aumento da probabilidade de formar aglomerados de maior tamanho. Tao; Jiazheng; Kang (1996) explicaram que, com o aumento do tamanho das nanopartículas, a possibilidade de elas entrarem na região de contato é diminuída, de forma que tendem a se acumular ao redor dessa região, criando uma barreira que impede o ingresso do lubrificante. Outro possível motivo do aumento do desgaste pode ser atribuído à elevada dureza que as nanopartículas possuem em relação ao material da amostra, de forma que atuaram como um terceiro corpo entre as superfícies em contato, fazendo com que o desgaste predominante seja o abrasivo (ALMEIDA, 2015).

A Fig. 4.14 apresenta a rugosidade média, parâmetro R_q , do perfil da trilha de desgaste em função da concentração de nanopartículas.

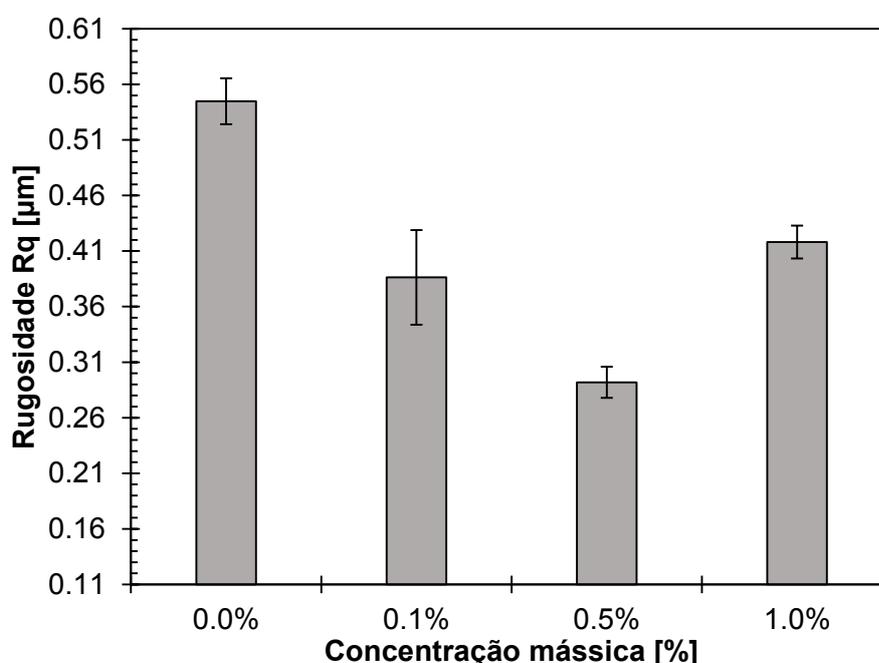


Figura 4.14 - Parâmetro de rugosidade R_q do perfil da trilha de desgaste em função da concentração em massa de nanopartículas.

Na Fig. 4.14, observa-se que, com a adição de nanopartículas de diamante no lubrificante POE, a rugosidade média do perfil de todas as amostras apresenta uma redução, em relação à amostra lubrificada com POE puro. Pelo menor valor de rugosidade apresentado nos perfis pela adição de nanopartículas ao lubrificante, é evidenciado o efeito de polimento também encontrado por Lee et al. (2009) e Hu et al. (2015). O valor de rugosidade de cada perfil foi de $0,55 \mu\text{m}$, para o lubrificante puro e de $0,38$; $0,29$ e $0,42 \mu\text{m}$ para os nanolubrificantes com concentração de $0,1\%$, $0,5\%$ e $1,0\%$, respectivamente. A trilha de

desgaste que apresentou o menor valor de rugosidade médio foi a da amostra lubrificada com o óleo contendo nanopartículas de diamante na concentração de 0,5% em massa. Já o aumento na rugosidade da trilha apresentada pelo nanolubrificante com a concentração de 1,0% pode ser atribuído ao mesmo causador do aumento do desgaste, a formação de aglomerados de nanopartículas. Os resultados encontrados estão em concordância com Marko et al. (2014), que reportaram menores valores de rugosidade da superfície desgastada com a adição de baixas concentrações de nanopartículas de diamante em lubrificante mineral.

4.3. Testes de aplicação de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração

Nesta secção, são explicados os testes de aplicação dos nanolubrificantes de diamante na bancada experimental de refrigeração, que foram realizados em regime permanente, nas condições descritas na Tabela 3.4. Primeiro, são apresentados os testes com R410A e lubrificante POE puro com o objetivo de obter uma referência de comparação e a validação da bancada experimental. Depois, são apresentados os testes com nanolubrificantes da menor concentração até a concentração mássica de 0,5%. Os testes com o nanolubrificante com concentração de 1,0% não foram realizados, devido ao elevado desgaste que este apresentou durante os ensaios tribológicos. Por fim, substituiu-se o R410A pelo R32 e realizaram-se os testes sob as mesmas condições.

4.3.1. Testes com R410A e lubrificante POE puro

Segundo os trabalhos citados na Tabela 2.3, a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração tende a melhorar as propriedades de operação do sistema, tais como aumento da capacidade frigorífica, redução do consumo de energia do compressor, melhora no coeficiente de desempenho, diminuição da temperatura superficial em compressores herméticos, entre outros. Em função desses ganhos reportados nos sistemas de refrigeração pela adição de nanopartículas, foram avaliados experimentalmente os seguintes parâmetros:

- Vazão mássica;
- Capacidade de refrigeração;
- Potência consumida pelo compressor;
- Coeficiente de desempenho;
- Temperaturas de descarga e superficiais do compressor;

Mais uma vez, é importante ressaltar que todos os testes foram realizados mantendo a temperatura de condensação do sistema a um valor constante de 41 °C e com superaquecimento fixo de 10 K. A Fig. 4.15 apresenta a vazão mássica do sistema a diferentes

frequências de operação do compressor, como uma função da temperatura de evaporação do R410A e POE sem a adição de nanopartículas. Na figura, observa-se de forma clara que a vazão mássica do sistema aumenta com a frequência de operação do compressor, uma vez que, por se tratar de uma máquina térmica de deslocamento positivo, a vazão deste equipamento é aumentada diretamente pelo aumento da quantidade de fluido deslocado. Além disso, pode ser observado que, para as frequências avaliadas, a vazão mássica aumenta conforme a temperatura de evaporação é incrementada. Isto se deve à abertura da válvula de expansão, que causa uma queda de pressão proporcional para atingir a pressão correspondente à temperatura de evaporação desejada.

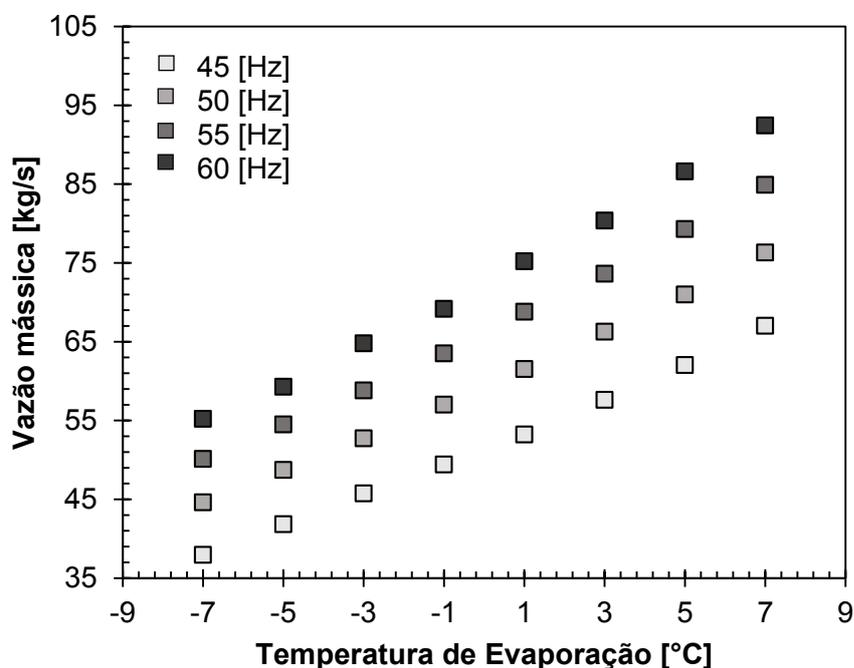


Figura 4.15 - Vazão mássica em função da temperatura de evaporação e da frequência.

A Fig. 4.16 apresenta a capacidade de refrigeração do sistema como uma função da frequência e da temperatura de evaporação. Na figura, é observado que a capacidade de refrigeração do sistema aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e com o aumento da frequência de rotação do compressor. Como as curvas da vazão mássica e da capacidade apresentadas nas Fig. 4.15 e 4.16, respectivamente, apresentam o mesmo formato, é constatada experimentalmente a estreita relação existente entre estas duas variáveis. Em concordância com a teoria, a capacidade de refrigeração do sistema é reduzida com o aumento da diferença entre as temperaturas de evaporação e de condensação, o que aumenta o título do refrigerante na entrada do evaporador. Dessa forma, a diferença de entalpia da Eq. 3.11 é diminuída e o mesmo ocorre com a capacidade do sistema.

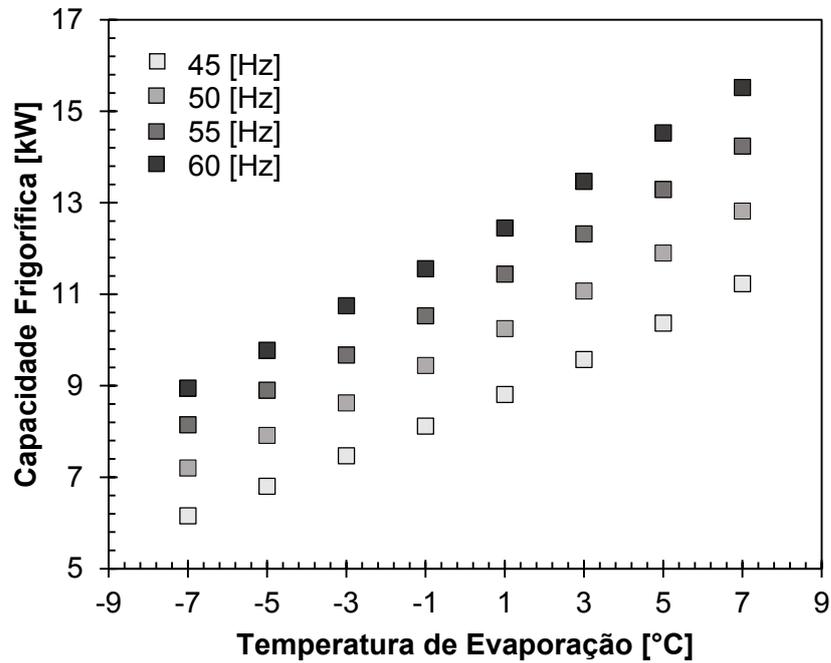


Figura 4.16 - Capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação, variando a frequência de rotação do compressor.

O fechamento do balanço de energia do evaporador é apresentado na Fig. 4.17 com o objetivo de validar a bancada utilizada.

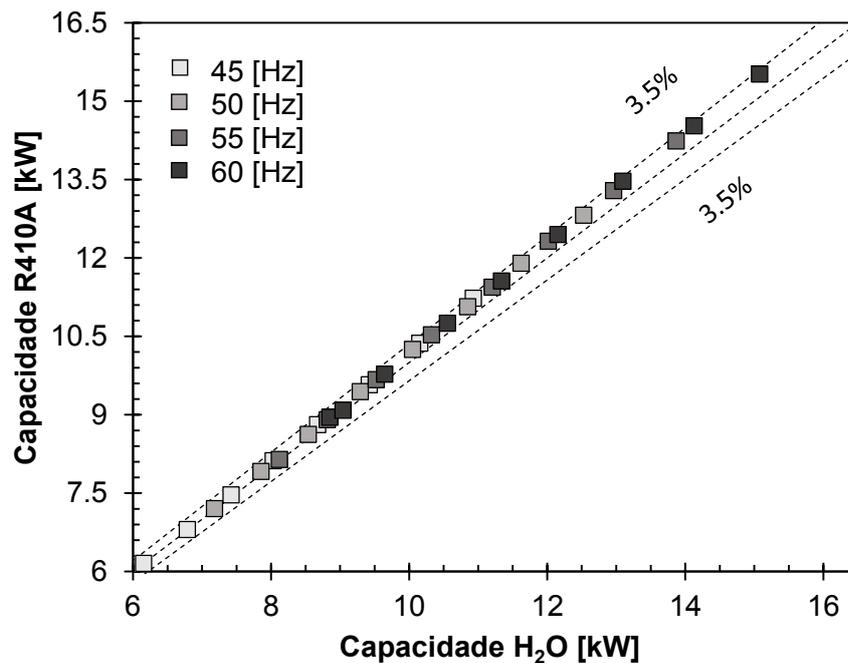


Figura 4.17 - Capacidade de refrigeração medida na linha de fluido refrigerante versus capacidade medida na linha de água gelada.

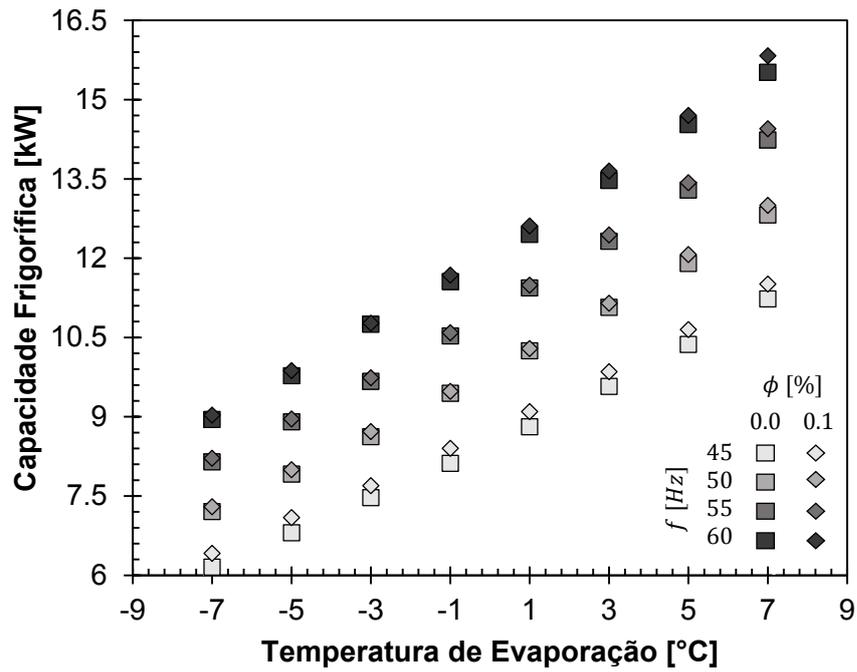
A Fig. 4.17 apresenta, no eixo das ordenadas, a capacidade de refrigeração medida pela linha de fluido refrigerante e, no eixo das abscissas, a capacidade de refrigeração medida na linha de água gelada, calculadas por meio das Eq. 3.2 e 3.4, respectivamente. Observa-se que os resultados experimentais encontrados para o R410A e o POE puro possuem um desvio máximo de 3,5% entre a capacidade e a refrigeração medidas nas duas linhas. Esse desvio indica mínimas perdas de calor com o ambiente e garante o fechamento do balanço de energia do sistema. Desta forma, é possível validar a bancada experimental para a realização dos testes com nanolubrificantes.

4.3.2. Testes com R410A e nanolubrificantes

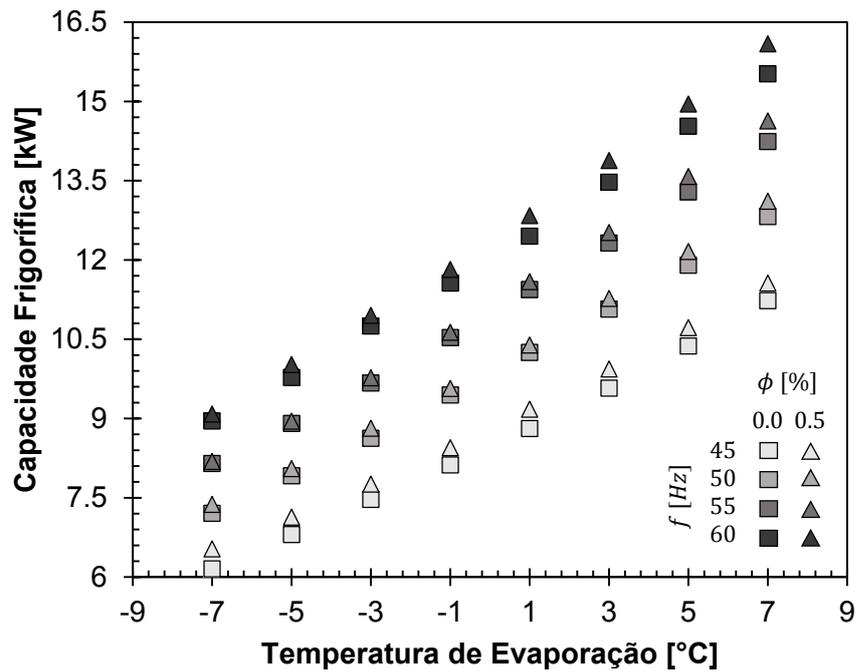
A Fig. 4.18 (a) apresenta os resultados da capacidade de refrigeração do sistema em kW da amostra contendo 0,1% de nanopartículas de diamante e a do lubrificante puro em função da temperatura de evaporação, e a Fig. 4.18 (b) apresenta a capacidade de refrigeração do sistema, também em kW, operando com o nanolubrificante de 0,5% em massa e com o POE puro, às frequências avaliadas e em função da temperatura de evaporação. Baseado nas Figs. 4.18 (a) e 4.18 (b), a capacidade de refrigeração do sistema operando com nanolubrificantes apresentou uma tendência a aumentar em relação ao sistema operando com POE puro. Além disso, ao comparar ambas as figuras, pode ser visualizado que os incrementos na capacidade de refrigeração do sistema, quando comparados com o sistema operando com lubrificante puro nas mesmas condições, tenderam a ser maiores com o aumento da concentração de diamante. O incremento máximo nesta propriedade encontrado para a concentração de 0,1% foi de 4,2%, evaporando a $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e com rotação de 45 Hz, enquanto que, para a concentração de 0,5%, o incremento máximo encontrado foi de $\sim 7\%$ nas mesmas condições de teste, $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 45 Hz. Os incrementos encontrados nesta propriedade do sistema estão em concordância com os reportados na revisão bibliográfica, ver Tabela 2.3.

Outro ponto a destacar da Fig. 4.18 é que, para a frequência de 45 Hz, os incrementos encontrados pela adição das nanopartículas no lubrificante foram aproximadamente constantes. Esse mesmo comportamento foi apresentado para ambas concentrações, enquanto que, para elevadas rotações, os aumentos na capacidade do sistema foram encontrados a elevadas temperaturas de evaporação.

A tendência da capacidade de refrigeração do sistema de aumentar com o incremento da concentração de nanopartículas de diamante pode ser explicada a partir do aumento da condutividade térmica do lubrificante com o aumento da concentração de nanopartículas (SHARIF et al., 2017).



(a)



(b)

Figura 4.18 - Capacidade de refrigeração do sistema em função da temperatura de evaporação e da frequência, para o nanolubrificante (a) com 0,1% e (b) com 0,5% de concentração de diamante.

A Fig. 4.19 apresenta a potência consumida pelo compressor medida em W, operando com o lubrificante puro e com os nanolubrificantes em função da temperatura de evaporação e da frequência. Observa-se que o consumo do compressor apresentou uma redução com o aumento da temperatura de evaporação e da frequência de rotação do compressor, conforme era esperado.

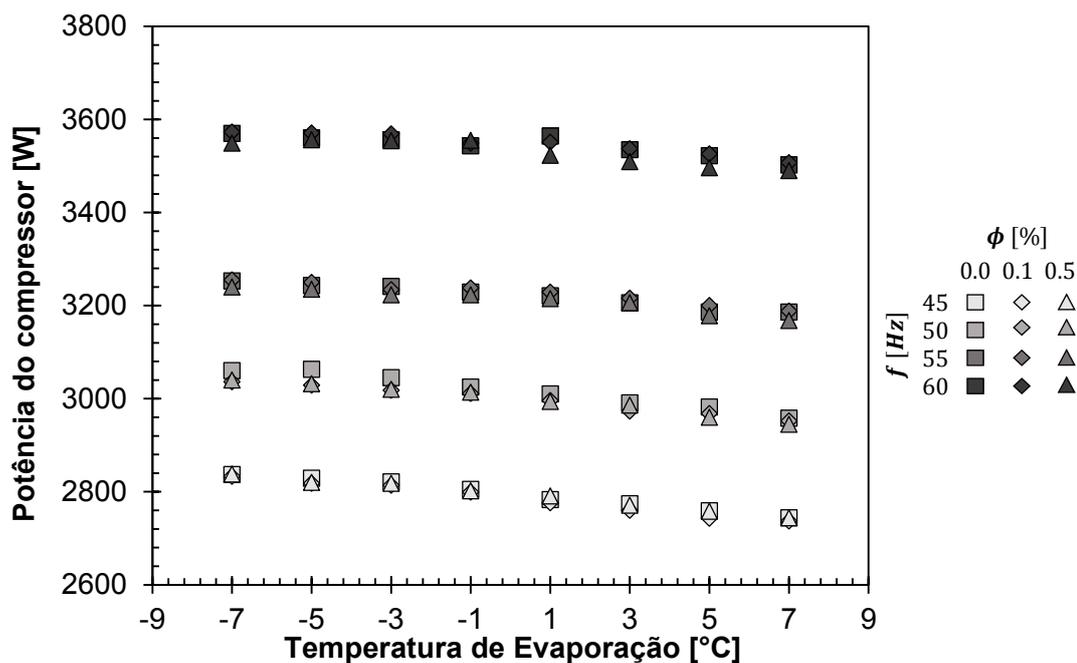
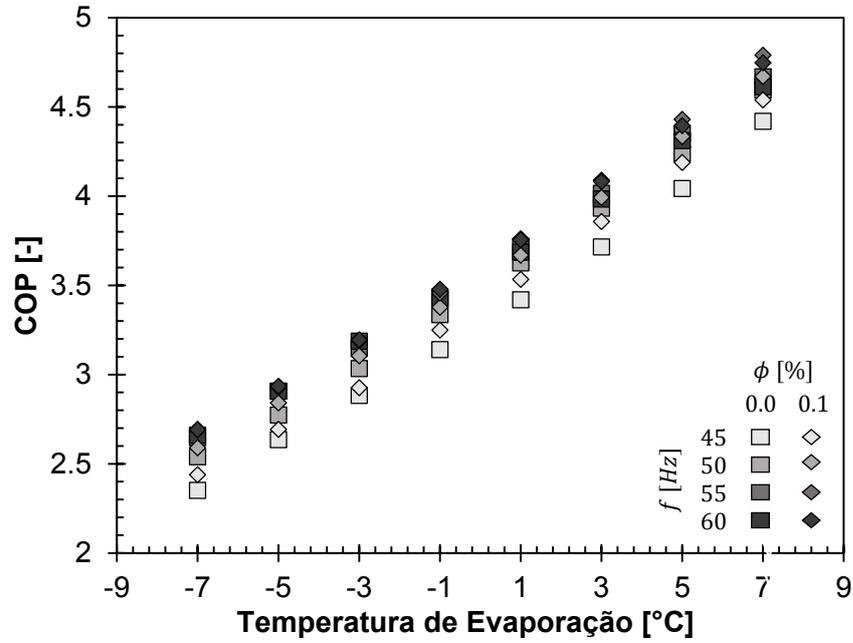


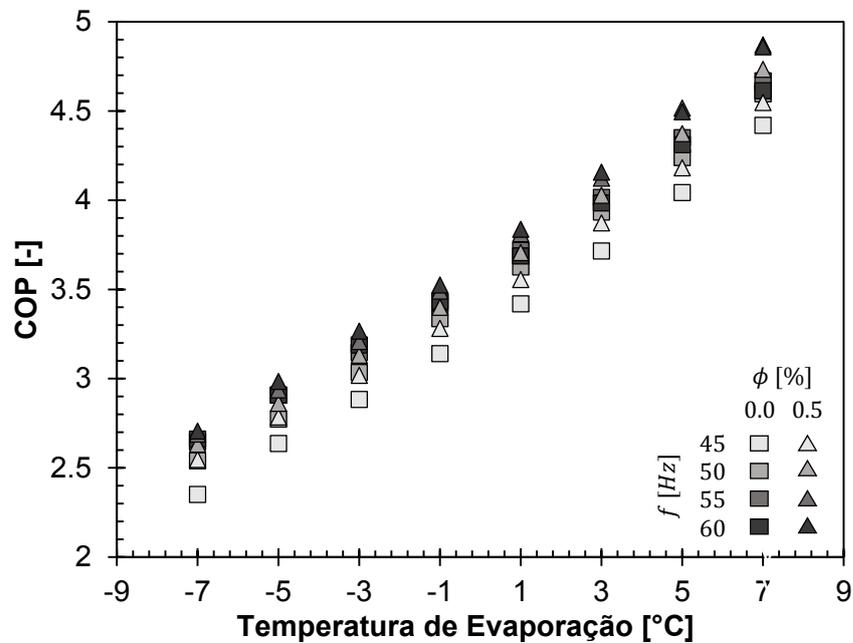
Figura 4.19 - Potência consumida pelo compressor, para o fluido base e os nanolubrificantes, em função da temperatura de evaporação e da frequência.

A partir da Fig. 4.19, também é possível concluir que, com a adição de nanopartículas de diamante no óleo lubrificante, a potência consumida pelo compressor não foi alterada de forma significativa. Isto foi concluído devido a que a máxima alteração encontrada na potência do compressor operando com nanolubrificantes de diamante foi de 0,4% em relação ao compressor operando com lubrificante POE puro. É possível que a não alteração do consumo de energia possa ser atribuída ao compressor tipo *scroll* utilizado nesta pesquisa, uma vez que a maior parte dos trabalhos encontrados na literatura, em que foram encontradas reduções significativas neste parâmetro, envolviam a utilização de compressores alternativos. Autores como Fedele et al. (2014) e Wang; Zhang; Liao (2017), ao desenvolverem estudos similares, encontraram resultados concordantes com a utilização de nanolubrificantes em compressores rotativos.

Uma vez medidos a capacidade de refrigeração e o consumo de potência do compressor para o fluido base e os nanolubrificantes avaliados, foi possível determinar o coeficiente de desempenho do sistema, que é apresentado na Fig. 4.20.



(a)



(b)

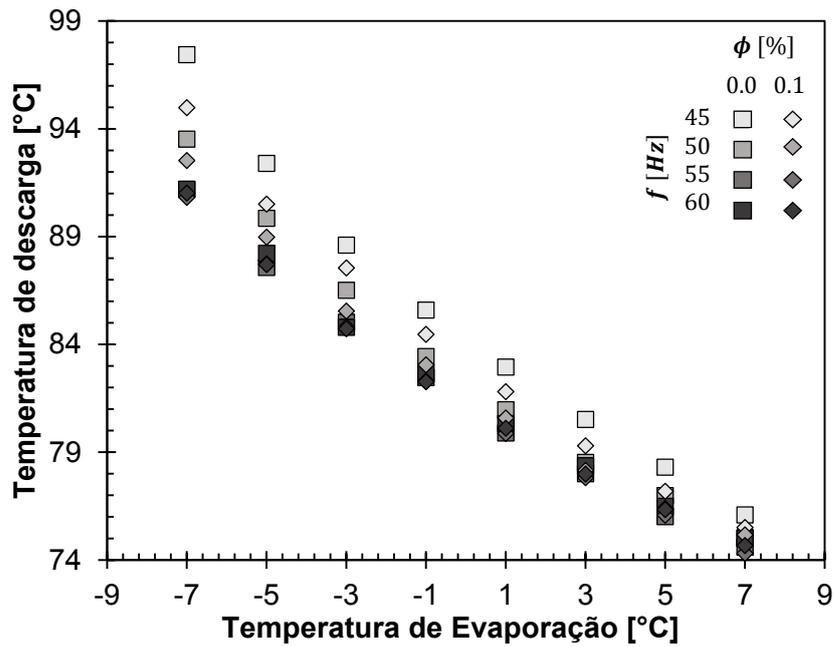
Figura 4.20 - Coeficiente de desempenho do sistema em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações de (a) 0,1% e (b) 0,5% de diamante.

Na Fig. 4.20, para os testes com lubrificante puro, como esperado da teoria, o coeficiente de desempenho do sistema aumenta conforme a temperatura de evaporação se eleva, devido à redução da diferença de pressões existentes entre a evaporação e a condensação. Por outro lado, o coeficiente de desempenho apresenta uma tendência a diminuir quando a velocidade de rotação do compressor é reduzida. Isto pode ser explicado pelo fato de que quando a velocidade de rotação do compressor é diminuída, os vazamentos internos do compressor são incrementados. Para Cui e Sauls (2008), os vazamentos internos do compressor aumentam devido a que, com a redução da frequência, simultaneamente é aumentado o tempo de compressão de um volume de gás, e, por consequência, resulta em um maior tempo para que o fluido escoe de uma região de maior pressão para outra de menor pressão durante o processo de compressão.

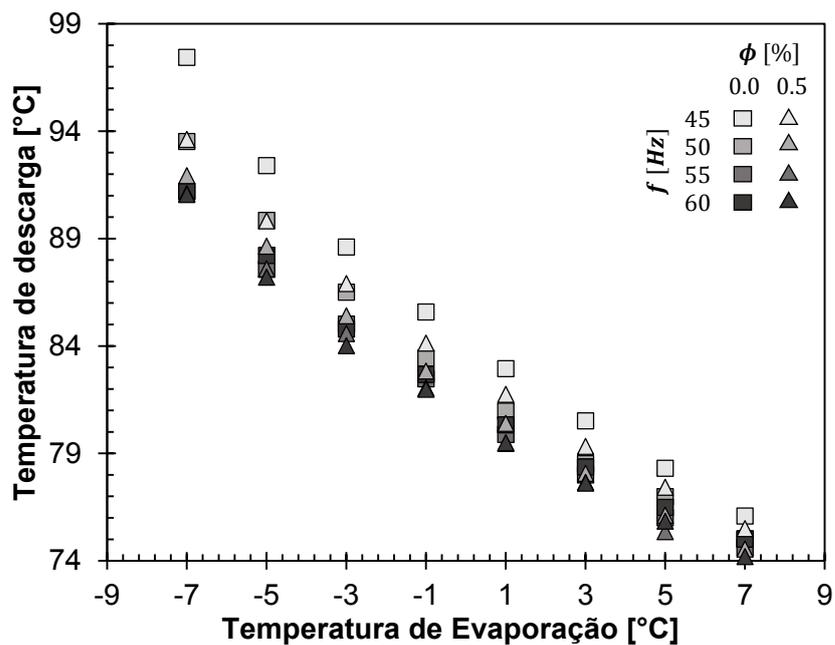
As Figs. 4.20 (a) e 4.20 (b) apresentam os resultados do coeficiente de desempenho do sistema operando com R410A e nanolubrificantes contendo 0,1% e 0,5% de diamante, em função da temperatura de evaporação, respectivamente. É possível concluir que a adição de nanopartículas aumentou o coeficiente de desempenho do sistema. Além disso, ao comparar as Figs. 4.20 (a) e 4.20 (b), observa-se que o COP do sistema apresenta uma tendência a aumentar com o incremento da concentração de nanopartículas de diamante, em relação ao sistema operando com o lubrificante puro. O incremento máximo no COP para a concentração de 0,1% foi de ~4%, apresentado na frequência de 45 Hz e à temperatura de evaporação de 3 °C, e o incremento médio de todos os testes realizados para essa concentração foi de ~2%. A concentração de 0,5% apresentou um incremento máximo de ~8% no COP, para a menor frequência de rotação e menor temperatura de evaporação avaliada, enquanto que o aumento médio foi de ~3%.

Em uma breve análise da Tabela 2.3, na qual os aumentos do coeficiente de desempenho encontrados por outros autores são apresentados, percebem-se incrementos elevados de 24% até 46%, que correspondem aos encontrados nos trabalhos de Sharif et al. (2017) e Kumar e Singh (2016), respectivamente. Esses elevados incrementos foram atingidos porque os autores encontraram aumentos na capacidade de refrigeração do sistema, acompanhados de reduções significativas na potência consumida pelo compressor, fazendo com que os aumentos nessa propriedade fossem mais impactantes.

No presente trabalho, como a potência demandada pelo compressor não foi alterada pela utilização de nanolubrificantes no sistema, a tendência a aumentar do coeficiente de desempenho é atribuída ao aumento na capacidade de refrigeração do sistema, que, *a priori*, pode ser causada pela redução da resistência térmica que um óleo lubrificante com maior condutividade térmica oferece ao sistema.



(a)



(b)

Figura 4.21 - Temperatura de descarga do compressor em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações de (a) 0,1% e (b) 0,5% de diamante.

A Fig. 4.21 apresenta a temperatura de descarga do compressor, operando com o fluido base e os nanolubrificantes, em função da temperatura de evaporação e da frequência. Nessa figura, para o R410A e para o lubrificante puro, observa-se que a temperatura de descarga do compressor é aumentada, em até ~ 20 °C, com a redução da temperatura de

evaporação. Além disso, a temperatura de descarga do compressor é aumentada com a redução da velocidade de rotação do compressor, de forma que as temperaturas mais elevadas foram encontradas a baixas temperaturas de evaporação e baixas frequências. Ao reduzir a frequência de rotação do compressor, de 60 Hz para 45 Hz, para a temperatura e evaporação de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, foi encontrado um incremento máximo de $\sim 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ na temperatura de descarga. Para Cho e Kim (2000), a temperatura de descarga do compressor, pela redução da frequência, é consequência do aumento dos vazamentos internos de gás durante o processo de compressão do gás.

Já para os nanolubrificantes, as Figs. 4.21 (a) e 4.21 (b) apresentam os resultados da temperatura de descarga do compressor, quando nanolubrificantes com concentrações de 0,1% e 0,5% de diamante são utilizados. Nas figuras, observa-se que a temperatura de descarga é diminuída com a utilização de nanolubrificantes. Foi encontrada uma redução máxima de ~ 3 e $\sim 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ na temperatura de descarga do compressor pela adição das nanopartículas no sistema para a concentração em massa de 0,1% e 0,5% de diamante, respectivamente. A temperatura de descarga apresenta uma tendência a diminuir com o aumento da concentração de nanopartículas de diamante. Como é possível observar na Fig. 4.21, a redução relativa foi mais pronunciada em baixas frequências, já que para as frequências de 60 e 55 Hz a temperatura de descarga se manteve aproximadamente constante. As reduções na temperatura de descarga do compressor foram constatadas com o auxílio do termopar superficial T_0 , localizado conforme a Fig. 3.12, que apresentou um comportamento e reduções similares às medidas diretamente no fluido. A temperatura superficial é apresentada na Fig. 4.22.

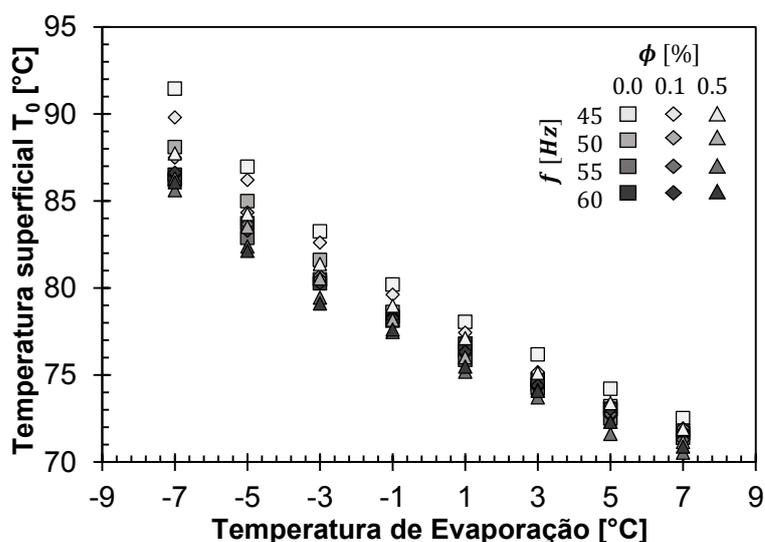
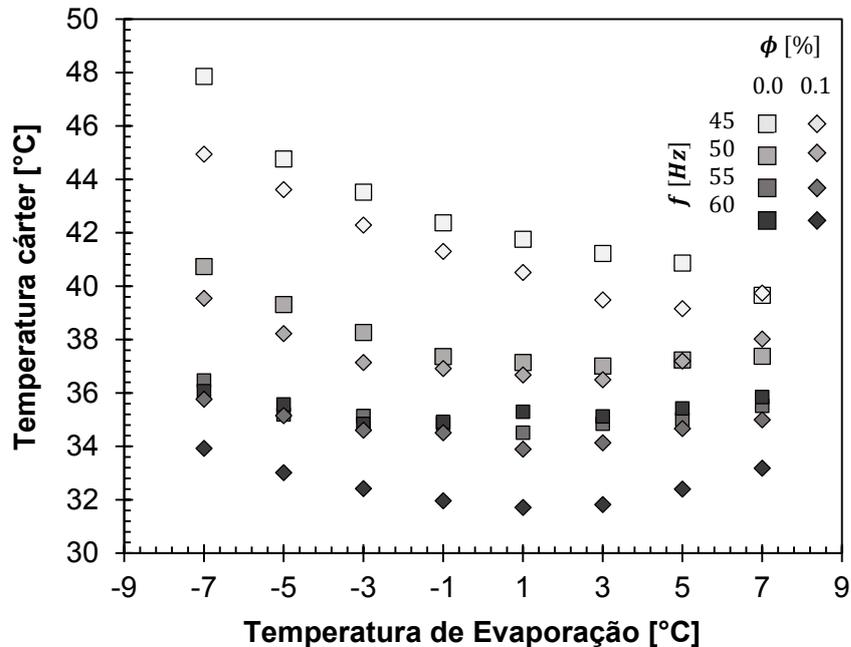
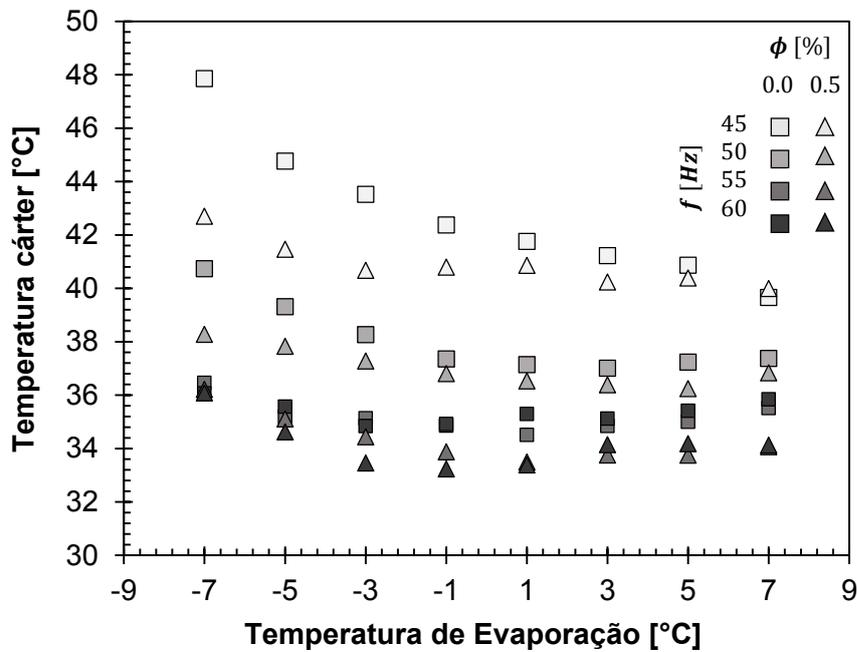


Figura 4.22 - Temperatura superficial do compressor T_0 em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações avaliadas.

A redução da temperatura de descarga do compressor está em concordância com o trabalho de Kumar e Singh (2016), em que foi reportada uma redução de até $\sim 3^{\circ}\text{C}$ em um refrigerador doméstico com a adição de nanopartículas de ZnO no lubrificante.



(a)



(b)

Figura 4.23 - Temperatura do cárter do compressor em função da temperatura de evaporação e da frequência para as concentrações de (a) 0,1% e (b) 0,5% de diamante.

As Figs. 4.23 (a) e 4.23 (b) apresentam resultados da temperatura do cárter do compressor ao operar com o lubrificante puro e com nanolubrificantes de diamante a 0,1% e 0,5% de concentração, respectivamente. Observa-se que, para o lubrificante puro, a temperatura do cárter é aumentada conforme a temperatura de evaporação e a frequência são reduzidas. O incremento máximo encontrado na temperatura do cárter devido à redução da temperatura de evaporação, de 7 até -7 °C, foi de ~2 e ~8 °C para a frequência de 60 Hz e 45 Hz, respectivamente. Isto pode ser explicado uma vez que a temperatura de evaporação é reduzida, a vazão de fluido refrigerante do sistema diminui e, por consequência, o resfriamento da parte inferior do compressor, que envolve o motor elétrico e o cárter, piora. O incremento máximo encontrado nesta variável do sistema devido à redução da frequência, de 60 até 45 Hz, foi de ~12 °C, encontrado nos testes a -7 °C de evaporação. Esse incremento pode ser atribuído a três causas: a primeira, à redução da vazão mássica do sistema pela redução da frequência; a segunda, ao aumento dos vazamentos internos na câmara de compressão que são aumentados quando a frequência é diminuída; e a terceira pode ser atribuída ao aumento da corrente de acionamento do motor do compressor pela redução da frequência e às distorções harmônicas da forma de onda de tensão da alimentação com inversor, que aumenta a sua temperatura, como consequência do incremento das perdas por efeito Joule nos condutores (WEG, 2016).

Como é observado nas Figs. 4.23 (a) e 4.23 (b), a temperatura do cárter do compressor é reduzida quando nanolubrificantes são utilizados. A máxima redução na temperatura do cárter do compressor encontrada para o nanolubrificante com 0,1% de diamante foi de ~3 °C evaporando a -7 °C e à menor frequência avaliada. No mesmo teste, foi encontrada uma redução de ~5 °C para a concentração de 0,5% em massa. Também é possível observar que a temperatura do cárter é reduzida com o aumento da concentração de nanopartículas de diamante. Além disso, salienta-se que as reduções nesta variável foram mais pronunciadas a baixas temperaturas de evaporação e principalmente a baixas frequência de rotação, de forma que as nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante ajudaram a manter o compressor em temperaturas de operação mais razoáveis.

O fato desse aditivo ter reduzido a temperatura do cárter do compressor é uma explicação de porque a temperatura de descarga do compressor também foi reduzida, uma vez que parte do fluido refrigerante que entra no compressor é destinado ao arrefecimento do motor elétrico e do óleo lubrificante, chegando à sucção da câmara de compressão com um superaquecimento mais baixo pelo incremento na transferência de calor. Reduções nesta variável também foram encontradas por Jwo et al. (2009), de ~3 a 5 °C pela utilização de nanopartículas de alumina e óleo mineral em um compressor de refrigerador doméstico. Xing; Wang; Yu (2014) encontraram reduções de 3 a 5 °C na temperatura do compressor pela

utilização de fulerenos C_{60} e afirmam que foi o resultado da excelente melhora nas propriedades tribológicas que reduziram o calor gerado pelo atrito durante o processo de compressão. Mais uma vez, salienta-se que os resultados encontrados se encontram em concordância com a literatura existente.

Uma vez que a temperatura de descarga do compressor foi reduzida pela adição de nanopartículas nas mesmas condições de funcionamento, pode-se esperar que o trabalho do compressor seja também reduzido e, por consequência, a eficiência isentrópica do mesmo seja incrementada. A eficiência isentrópica relaciona o trabalho termodinâmico medido do compressor com o trabalho que ele realizaria seguindo um processo ideal; em outras palavras, o trabalho seguindo uma compressão isentrópica. A eficiência isentrópica do compressor operando com o fluido base e com nanolubrificantes é apresentada em função da temperatura de evaporação a diferentes frequências na Fig. 4.24.

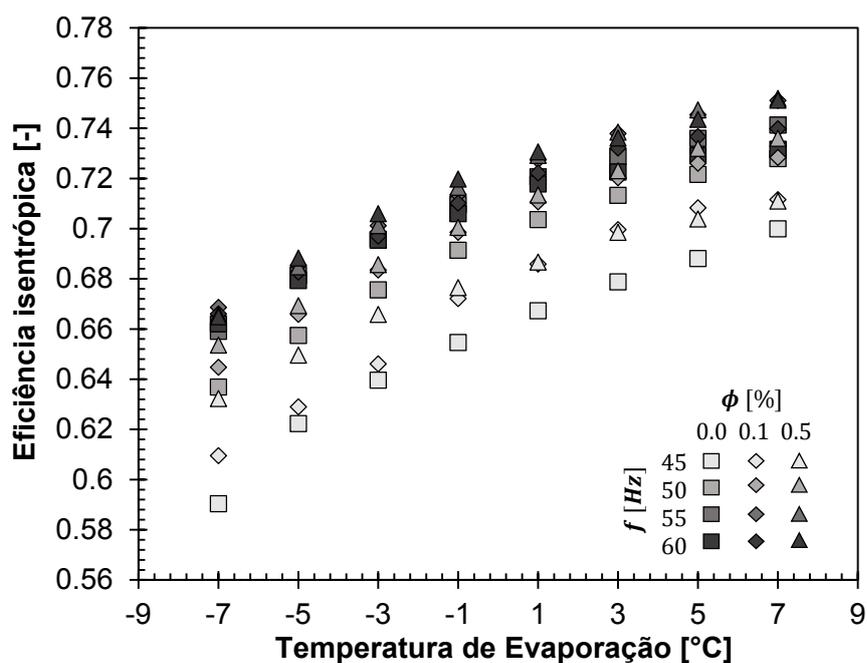


Figura 4.24 - Eficiência isentrópica do compressor em função da temperatura de evaporação operando com o lubrificante puro e nanolubrificantes.

Observa-se que a eficiência isentrópica do compressor é reduzida com a redução da temperatura de evaporação e, com maior impacto, com a redução da frequência de operação, fazendo com que as condições mais severas de operação do compressor sejam a baixa rotação e baixa temperatura de evaporação. A adição de nanopartículas de diamante permitiu aumentar a eficiência isentrópica desse equipamento em 3 e 7%, para as concentrações de 0,1% e 0,5%, respectivamente. Segundo essa propriedade e a redução nas temperaturas que

governam o compressor quando nanolubrificantes são utilizados, é possível afirmar que as nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante em sistemas de refrigeração permitem aumentar a eficiência do sistema.

Essas melhoras no sistema operando com R410A podem ser atribuídas à melhor lubricidade e às melhores propriedades termofísicas que os nanolubrificantes apresentam. Com o objetivo de apresentar de forma mais clara como as nanopartículas influenciaram no desempenho e nos parâmetros de operação do sistema, uma vez que não existiu nenhuma redução no consumo de energia do compressor, a Fig. 4.25 apresenta a relação entre a capacidade de refrigeração e a vazão mássica do sistema para todos os testes realizados.

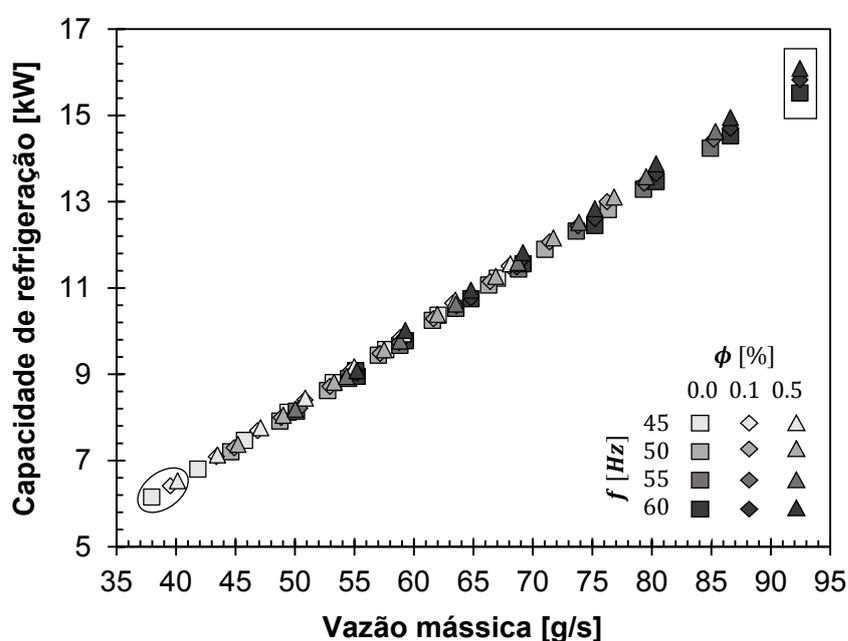


Figura 4.25 - Capacidade de refrigeração versus a vazão mássica do sistema de refrigeração.

Da Fig. 4.25, a forma retangular coloca em evidência os testes realizados com o fluido base e os nanolubrificantes na condição de 7 °C e 60 Hz. Observa-se que o aumento da capacidade do sistema foi realizado a uma vazão mássica aproximadamente constante. Isto permite concluir que o aumento da capacidade do sistema em elevadas temperaturas de evaporação e elevadas frequências de operação do compressor foi devido ao aumento na condutividade térmica do nanolubrificante de diamante em relação ao lubrificante puro, que diminuiu a resistência térmica no processo de troca de calor no condensador, permitindo ao sistema atingir um subresfriamento mais baixo.

Já a forma elíptica, na Fig. 4.25, apresenta os testes realizados com o sistema evaporando a -7 °C e operando a 45 Hz. Nestas condições, o sistema possui uma reduzida

vazão mássica, que reduz a quantidade de lubrificante que é transportada na forma de névoa pelo fluido refrigerante, destinado à vedação da câmara de compressão e, somado a isso, é reduzida a quantidade de fluido refrigerante que resfria o motor elétrico. Além disso, pela redução da frequência, são aumentados os vazamentos internos na câmara de compressão e a temperatura do motor elétrico, fazendo com que o compressor opere com temperaturas mais elevadas, e, como consequência, a viscosidade do óleo lubrificante seja reduzida, o que piora a lubrificação deste equipamento. Uma vez que foram utilizados os nanolubrificantes, que das medições das propriedades termofísicas apresentaram viscosidade e condutividade térmicas maiores, é possível concluir que o aumento da capacidade frigorífica do sistema foi acompanhado de um aumento na vazão mássica, em relação ao mesmo teste operando com o lubrificante puro. A maior viscosidade dos nanolubrificantes, em relação à do lubrificante puro, permitiu realizar a vedação da câmara de compressão corretamente, reduzindo os vazamentos internos na câmara de compressão. Uma vez que os vazamentos internos foram reduzidos e a condutividade térmica do nanolubrificante foi maior, a lubrificação do compressor melhorou, e, por consequência, as temperaturas de descarga e do cárter também foram reduzidas.

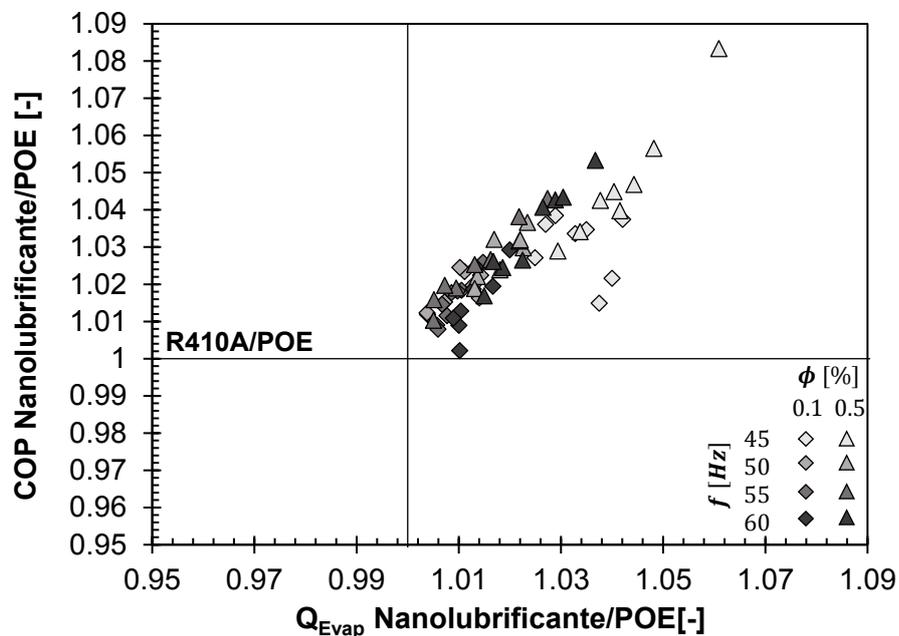


Figura 4.26 Coeficiente de desempenho relativo versus Capacidade de refrigeração relativa de nanolubrificantes em relação ao sistema operando com o lubrificante POE puro.

A Fig. 4.26 apresenta o coeficiente de desempenho relativo e a capacidade de refrigeração relativa dos 96 testes realizados para o R410A, ambas normalizadas com o

sistema operando com lubrificante POE puro. Na figura, observa-se que a adição de nanopartículas ao sistema melhoraram as propriedades de operação, o COP e a capacidade. A concentração que apresentou o melhor desempenho e capacidade nos testes realizados foi a de 0,5% de diamante, isto é, se encontra em concordância com os resultados encontrados nos testes tribológicos realizados, em que a concentração de 0,5% apresentou o melhor desempenho tribológico, e, na medição das propriedades termofísicas, essa concentração apresentou aumentos na viscosidade e na condutividade térmica de até 11%.

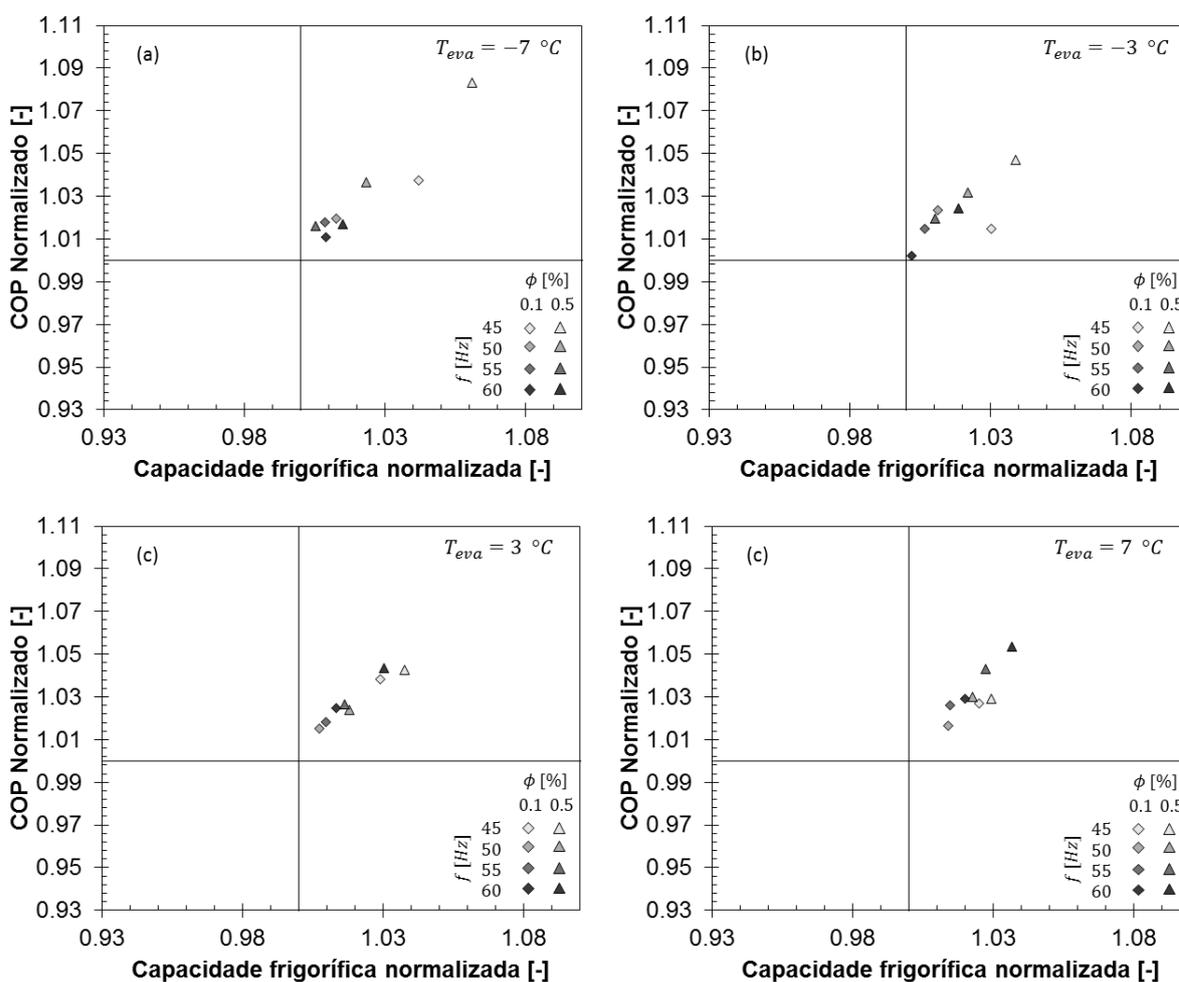


Figura 4.27 Coeficiente de desempenho relativo versus Capacidade de refrigeração relativa de nanolubrificantes em relação ao sistema operando com o lubrificante POE puro a diferentes temperaturas de evaporação.

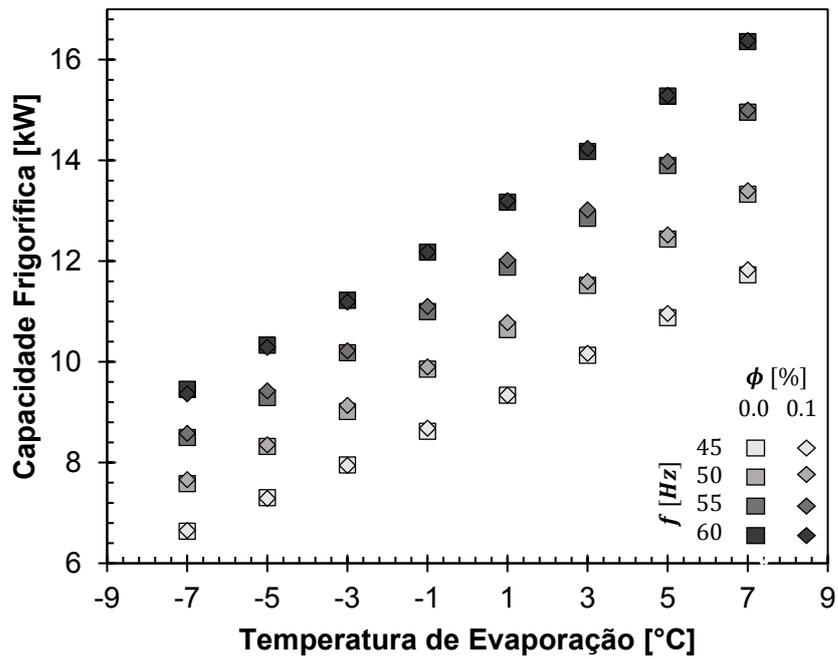
Na Fig. 4.27, é apresentado o coeficiente de desempenho versus a capacidade de refrigeração normalizadas do sistema de refrigeração para as concentrações em massa de 0,1% e 0,5%. As Figs.4.27 (a), 4.27 (b), 4.27 (c) e 4.27 (d) correspondem às temperaturas de evaporação de -7, -3, 3 e 7 $^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Mais uma vez percebe-se que, com o

aumento da concentração de nanopartículas de diamante, o COP e a capacidade do sistema são incrementadas, principalmente, a baixas frequências de operação do compressor.

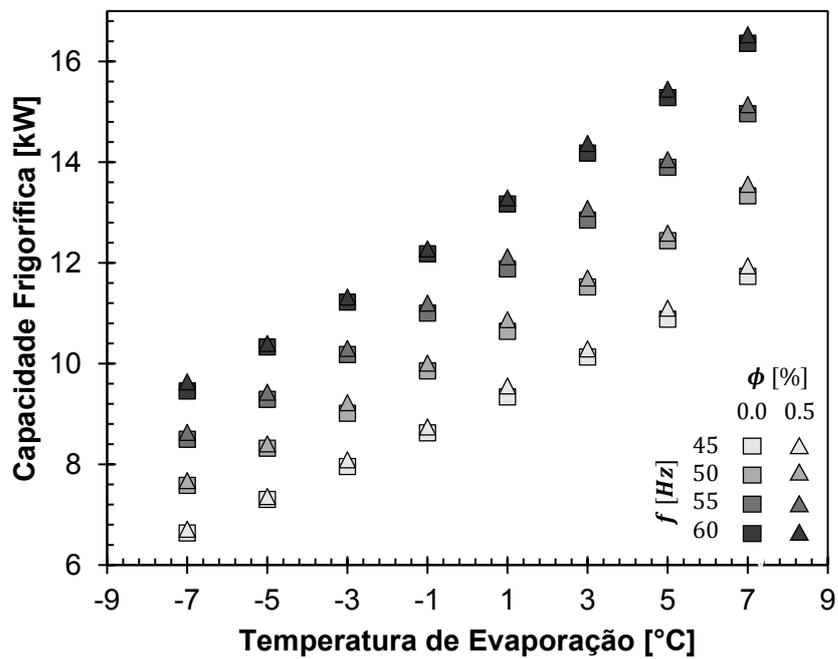
4.3.3. Testes com R32 e nanolubrificantes

Uma vez realizados os testes de nanolubrificantes de POE e diamante no sistema de refrigeração operando com R410A, foi realizada a substituição (ou processo de *drop-in*) do R410A pelo R32 como substituto de baixo GWP. Dessa forma, espera-se que os nanolubrificantes possam auxiliar os problemas frequentemente encontrados quando este fluido refrigerante é utilizado, sendo a temperatura de descarga do compressor a maior limitante para a sua substituição. Com fins de comparação, os ensaios com o R32 e nanolubrificantes foram realizados nas mesmas condições de frequência, temperatura de evaporação e condensação que para o R410A.

A Fig. 4.27 apresenta a capacidade de refrigeração do R32 operando com o lubrificante POE e nanolubrificantes de diamante em função da temperatura de evaporação e da frequência de rotação do compressor; as Figs. 4.28 (a) e 4.28 (b) apresentam a modo de comparação a capacidade de refrigeração do sistema nas concentrações de 0,1% e 0,5%, respectivamente. A concentração de 0,1% apresentou um incremento máximo de 4% na capacidade de refrigeração com o sistema evaporando a -7°C e com a frequência de rotação de 45 Hz. A concentração de 0,5% em massa atingiu um incremento máximo de 2% nas condições de 1°C e 45 Hz. Embora fossem encontrados alguns ganhos nesse parâmetro para algumas condições, principalmente à baixa frequência e temperatura de evaporação, estes se encontraram dentro da faixa de incerteza de medição. Entretanto, não foi possível visualizar alguma tendência entre a capacidade de refrigeração do sistema e a concentração de nanopartículas de diamante no lubrificante, simplesmente houve leves incrementos neste parâmetro.



(a)



(b)

Figura 4.28 - Capacidade de refrigeração do R32 com nanolubrificantes em função da temperatura de evaporação e da frequência, (a) concentração de 0,1% e (b) concentração de 0,5%.

A Fig. 4.29 apresenta o consumo de potência do compressor operando com o fluido refrigerante R32, o lubrificante POE puro e com a adição de nanopartículas de diamante, como uma função da temperatura de evaporação e da frequência.

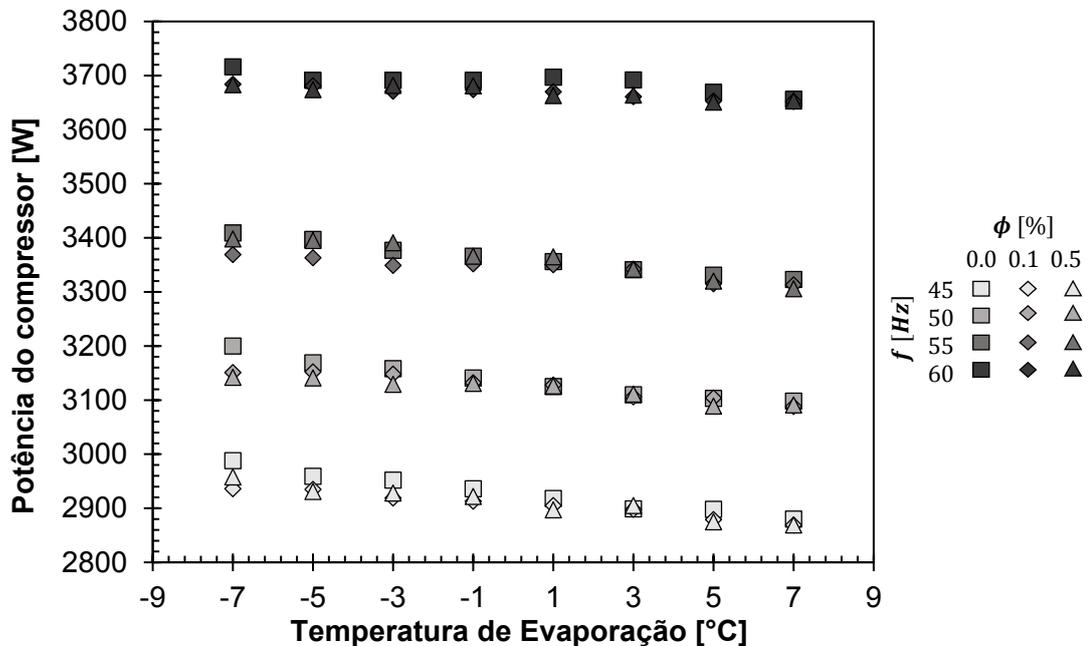
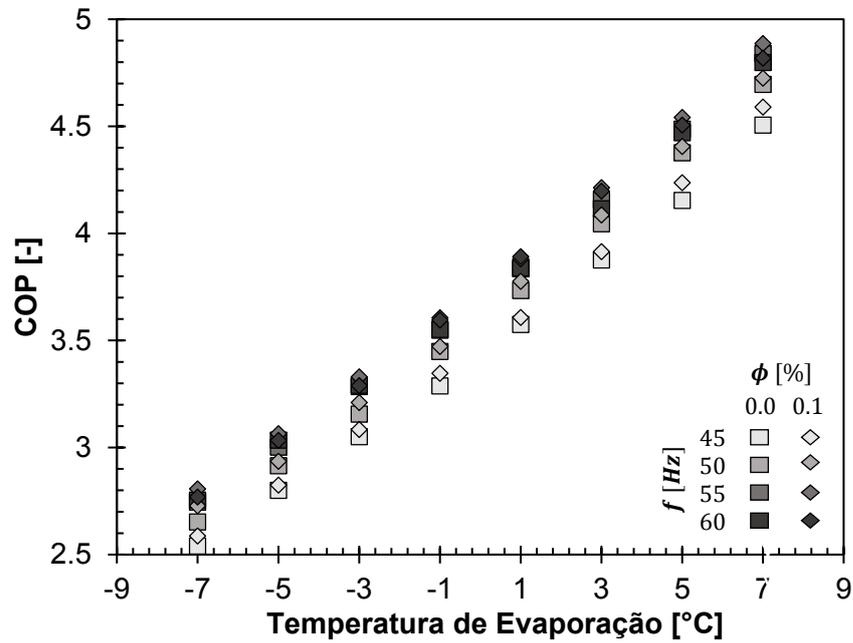


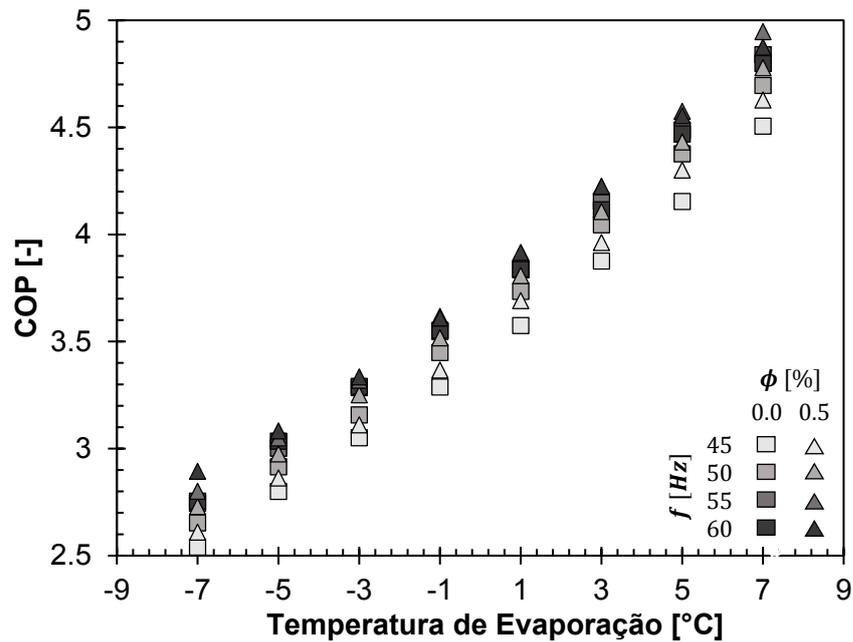
Figura 4.29 - Potência consumida pelo compressor operando com R32 e com nanolubrificante em função da temperatura de evaporação, a diferentes frequências de rotação.

A potência do compressor operando com o R32 e o lubrificante puro aumentou com a redução da temperatura de evaporação em até ~3% para todas as frequências avaliadas. O aumento da frequência, de 45 Hz para 60 Hz, elevou o consumo de potência do compressor de ~2900 W para 3500 W, respectivamente.

Como mostrado pela Fig. 4.29, a potência do R32 operando com as concentrações de 0,1% e de 0,5%, mesmo que na faixa de incerteza, apresentou uma redução máxima de ~2% para baixas frequências de rotação e baixas temperatura de evaporação. Essa leve tendência pode ser atribuída à melhor lubrificidade que os nanolubrificantes apresentam. No entanto, não foi observada uma tendência a reduzir o consumo de energia com o aumento da concentração de nanopartículas de diamante. Mais uma vez, o leve impacto das nanopartículas na potência consumida pelo compressor pode ser atribuído ao compressor do tipo *scroll* utilizado nesta pesquisa.



(a)



(b)

Figura 4.30 - COP do R32 operando com nanolubrificantes de diamante em função da temperatura de evaporação e da velocidade de rotação do compressor, (a) concentração de 0,1% e (b) concentração de 0,5%.

Conforme ilustrado pela Fig. 4.30, o COP do R32 com lubrificante POE puro aumenta com o aumento da temperatura de evaporação, entretanto é levemente diminuído com a

redução da frequência de rotação do compressor. O máximo incremento encontrado no COP pelo aumento da temperatura de evaporação foi de ~56%, encontrado entre a menor e a maior temperatura de evaporação para a frequência de 60 Hz. Por outro lado, a máxima queda nesse coeficiente pela redução da frequência foi de ~8% à menor temperatura de evaporação e entre as frequências de 45 e 60 Hz.

O coeficiente de desempenho do sistema operando com nanolubrificantes é apresentado nas Figs. 4.30 (a) e 4.30 (b), para as concentrações em massa de 0,1% e 0,5%, respectivamente. Os máximos incrementos encontrados foram de 2,8% para a concentração de 0,1% e de 5% para a de 0,5% em massa. Os nanolubrificantes apresentaram um valor do COP levemente maior do que o lubrificante POE puro. Devido à proximidade dos valores encontrados entre as duas concentrações de diamante avaliadas, não foi possível afirmar a existência de uma tendência de aumentar com o aumento da concentração em massa de nanopartículas. Em contraste com os resultados do COP do R410A com nanolubrificantes, alguns dos incrementos encontrados foram devido à leve redução da potência consumida pelo compressor, encontrada sob certas condições de teste; em outras palavras, foi o leve incremento na capacidade de refrigeração.

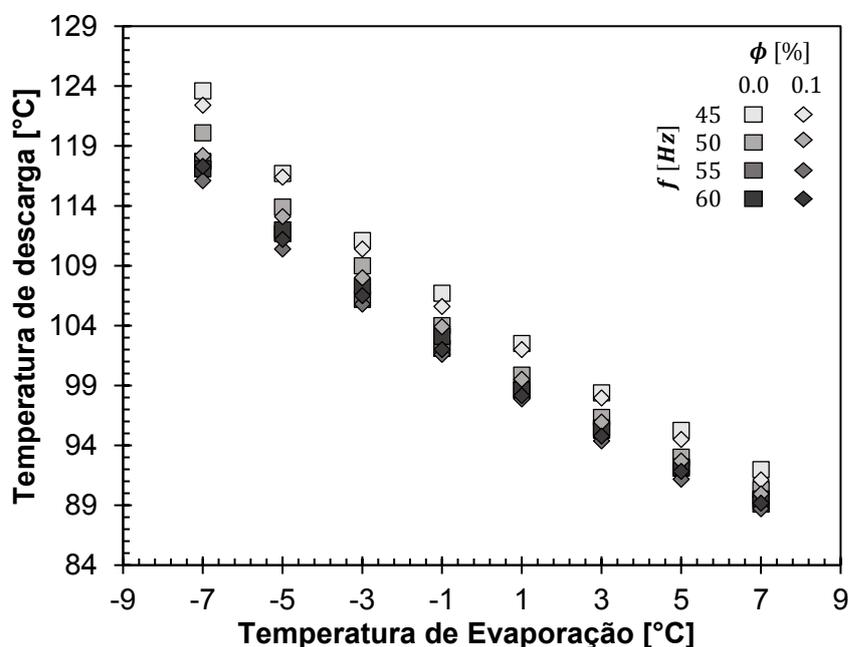


Figura 4.31 - Temperatura de descarga do compressor operando com R32 e com nanolubrificante, com concentração de 0,1% em função da temperatura de evaporação, a diferentes frequência de operação.

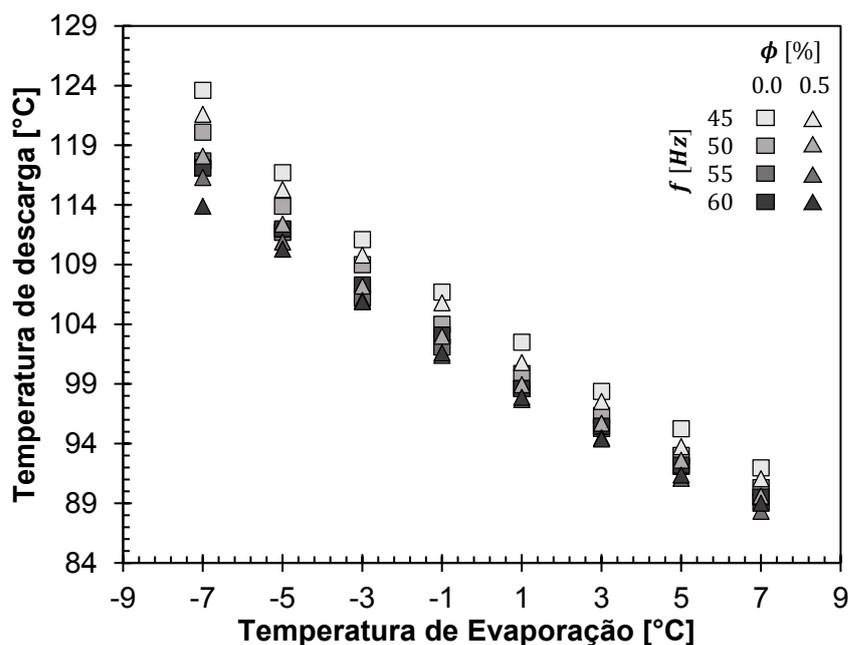
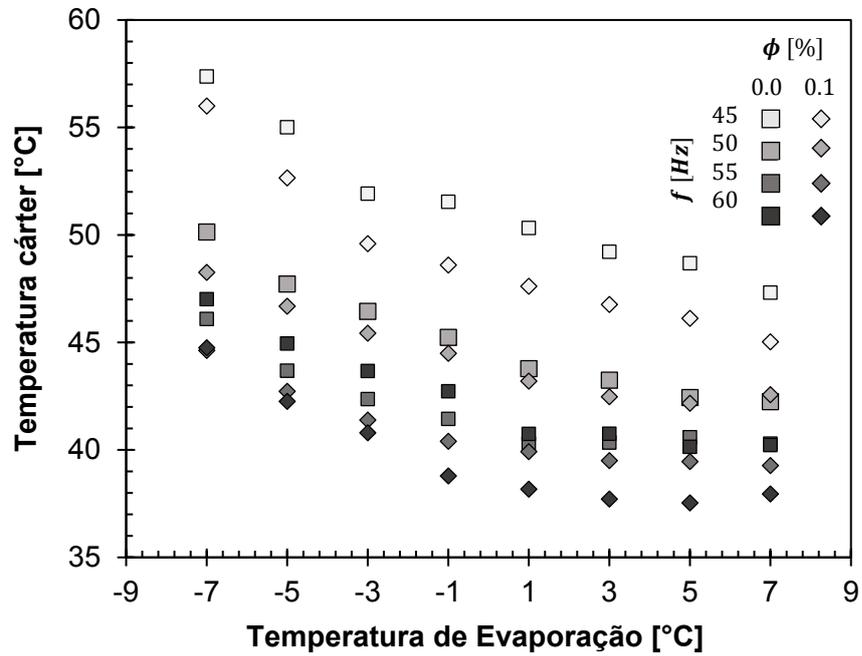


Figura 4.32 – Temperatura de descarga do compressor operando com R32 e com nanolubrificantes, com concentração de 0,5% de diamante, em função da temperatura de evaporação.

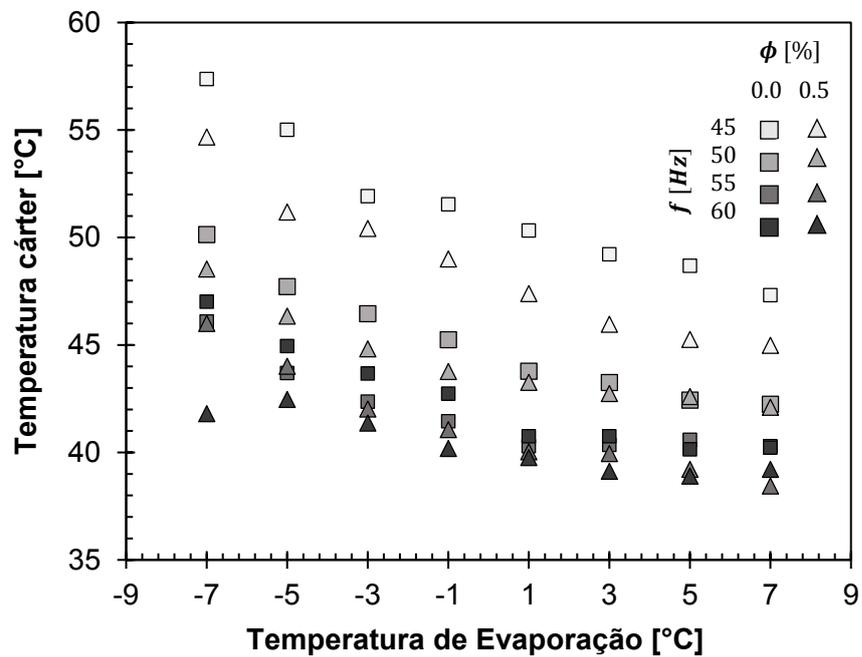
A Fig. 4.31 apresenta a temperatura de descarga do compressor operando com R32 e lubrificado com POE puro e nanolubrificantes em função da temperatura de evaporação para as frequências avaliadas. Como esperado, a temperatura de descarga do R32 aumentou com a redução da temperatura de evaporação e da velocidade de rotação do compressor. O máximo aumento na temperatura de descarga foi de ~ 28 °C, causado pela redução da temperatura de evaporação. Isto é consequência direta da elevada inclinação das curvas de entropia constante que este fluido refrigerante possui. O máximo aumento nesta propriedade pela redução da frequência, de 60 para 45 Hz, foi de ~ 6 °C, para a menor temperatura de evaporação avaliada.

Como pode ser apreciado nas Figs. 4.31 e 4.32, a temperatura de descarga pode ser reduzida em até ~ 1 e 2 °C com a utilização de nanolubrificantes de diamante no compressor, nas concentrações de 0,1% e 0,5%, respectivamente. As reduções máximas nesta propriedade foram encontradas nas temperaturas de evaporação e frequências de rotação mais baixas. Para elevadas temperaturas de evaporação, a redução nessa temperatura foi de aproximadamente 1 °C para todas as frequências avaliadas.

A temperatura do cárter do compressor do R32 operando com o lubrificante puro e nanolubrificantes é apresentada na Fig. 4.33 como uma função da temperatura de evaporação e a diferentes frequências de rotação.



(a)



(b)

Figura 4.33 - Temperatura do cárter do compressor operando com R32, com POE puro e com nanolubrificantes, (a) concentração de 0,1% e (b) concentração de 0,5% de diamante.

Para o R32, da mesma forma que para o R410A, a temperatura do cárter do compressor aumentou com a redução da temperatura de evaporação e da frequência de

rotação. Foram encontrados incrementos máximos nesta propriedade pela redução da temperatura de evaporação de aproximadamente 10, 7, 6 e 7 °C para as frequências de 45, 50, 55 e 60 Hz, respectivamente. Já a redução da frequência, de 60 para 45 Hz, incrementou a temperatura do cárter do compressor em até ~10 °C.

Ao comparar a temperatura do cárter do compressor entre o R410A e o R32, percebe-se que o compressor ao operar com o R32 apresenta temperaturas do cárter e de descarga mais elevadas. Isto pode ser explicado a partir da redução drástica que a vazão mássica do sistema sofre ao operar com R32. Segundo Gou; Ji; Wang (2012), o aumento da temperatura de descarga é consequência direta da redução da vazão mássica do sistema, que somada ao calor gerado pelo motor elétrico aumenta o grau de superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do mecanismo de compressão. Para validar isso, a Fig. 4.34 apresenta a vazão mássica do sistema operando com R410A e R32 em função da temperatura de evaporação, para a frequência de 60 Hz. Observa-se que a vazão do sistema ao operar com R32 apresenta uma redução média de 30%, em relação ao sistema operando com R410A.

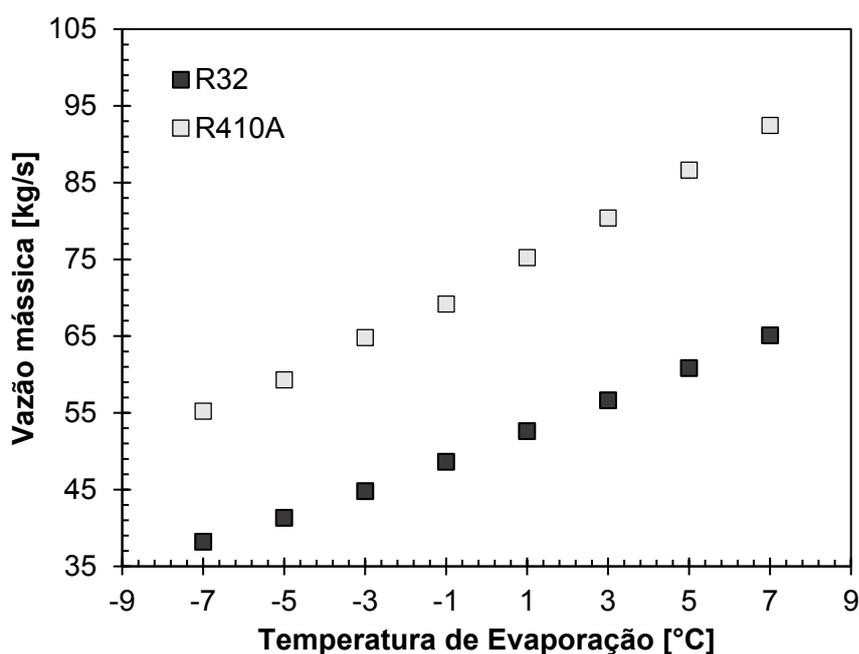


Figura 4.34 - Vazão mássica do sistema ao operar com R410A e R32 em função da temperatura de evaporação.

Por outro lado, na Fig. 4.33 percebe-se que ao utilizar nanolubrificantes a temperatura do cárter do compressor apresentou uma tendência a diminuir. Para a amostra com 0,1% em massa de nanopartículas de diamante foram encontradas reduções, em média, de ~2 °C para as frequências de 45 Hz e de ~1 °C para as frequências de 50 até 60 Hz. Para a amostra contendo 0,5% de diamante, foram encontradas reduções de até ~3 °C para a frequência mais

baixa e, para as frequências restantes, a redução ficou acima de 1 °C. Mais uma vez, as maiores reduções nessa temperatura foram encontradas em baixas frequências de rotação.

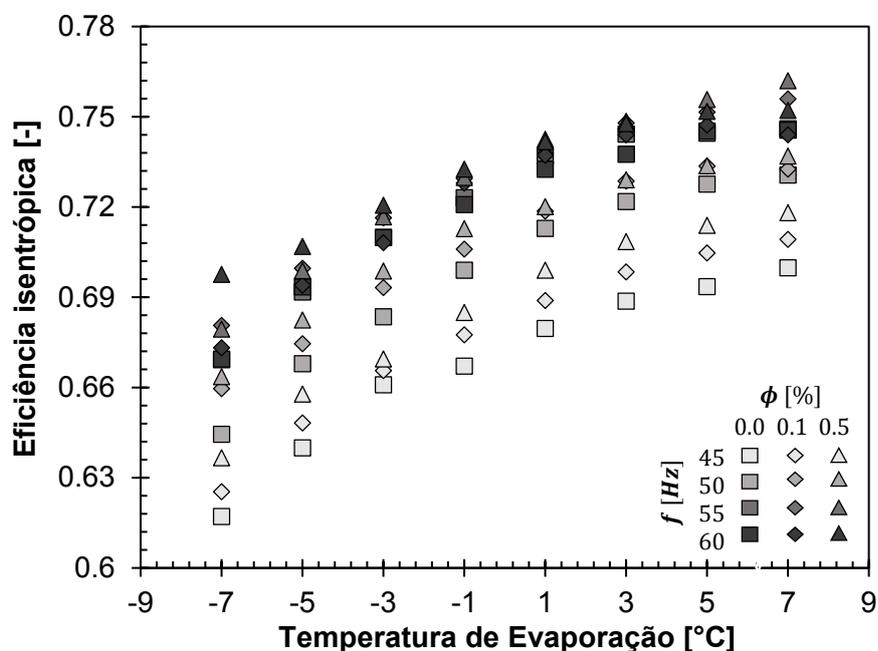


Figura 4.35 - Eficiência isentrópica do compressor ao operar com R32 e nanolubrificantes de diamante em função da temperatura de evaporação e da frequência.

A eficiência isentrópica do compressor de R410A operando com R32, lubrificado com óleo sintético POE puro e nanolubrificantes, é apresentada como uma função da temperatura de evaporação na Fig. 4.35. A utilização de nanolubrificantes tendeu a aumentar esse parâmetro do compressor, principalmente, nas frequências de rotação mais baixas. Observa-se que com a adição de nanopartículas de diamante a eficiência isentrópica do compressor tendeu a aumentar, da mesma forma que com o R410A, como consequência da redução da temperatura de descarga do compressor. Os incrementos máximos encontrados na eficiência isentrópica foram de 2,3% e de 4,2% para as amostras contendo 0,1% e 0,5% de diamante, respectivamente. Em contraste com o R410A, os incrementos encontrados nesta propriedade para o R32, relacionados à adição de nanopartículas, foram mais baixos. Embora os incrementos nesta propriedade do R32 fossem mais baixos em relação aos encontrados para o R410A, a eficiência isentrópica do R32 foi mais elevada.

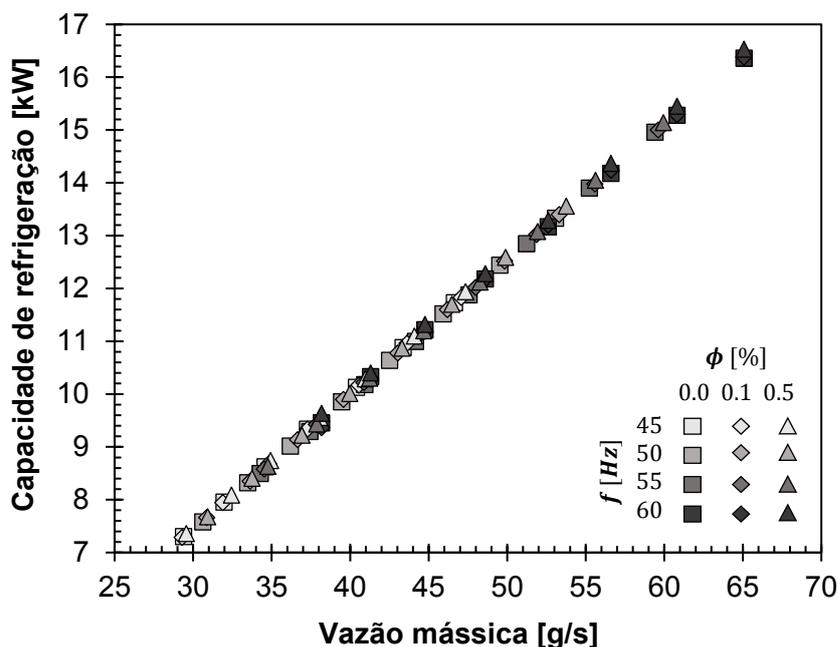


Figura 4.36 - Capacidade de refrigeração versus a vazão mássica do sistema operando com R32.

A Fig. 4.36 apresenta a capacidade de refrigeração do sistema em função da vazão mássica para todos os 96 testes realizados com o R32. Na figura percebe-se que, para a capacidade de refrigeração, os incrementos foram baixos, o que é explicado a partir de que não foram apresentadas reduções elevadas nas temperaturas do compressor, nem foram encontrados aumentos significativos na vazão mássica do sistema. No entanto, com a utilização de nanolubrificantes foram encontrados em alguns testes realizados consumos de energia mais baixos, que, mesmo que de forma tendenciosa, permitem pensar que as nanopartículas melhoraram levemente a lubricidade do sistema.

O fato de não ter encontrado resultados relevantes para este fluido refrigerante e os nanolubrificantes pode ser atribuído à pobre miscibilidade do óleo lubrificante POE ISO VG 32 com o refrigerante R32, como reportado por Guo; Ji; Wang (2012). Na literatura encontrada, alguns trabalhos como: Bi; Shin; Zhang (2008), Wang; Wu; Wu (2010), entre outros, afirmam que a adição de nanopartículas de alumina, titânia ou nanotubos de carbono melhora a miscibilidade entre o óleo lubrificante mineral e os HFCs. As nanopartículas de diamante operando com POE e R32, não testadas até agora na literatura, com a análise dos resultados obtidos nesta pesquisa, aparentemente, não melhoraram de forma relevante a sua miscibilidade com o fluido refrigerante R32, embora sejam necessários testes de miscibilidade entre o fluido refrigerante e o óleo lubrificante para validar essa hipótese. Outra variável que provavelmente não permitiu encontrar ganhos significativos com a utilização de

nanolubrificantes e de R32 foram as elevadas temperaturas que governam o funcionamento do compressor, já que com o aumento da temperatura a estabilidade de nanofluidos é dificultada. Isto pode ser constatado de forma teórica com ajuda da Eq. 2.1, para a velocidade de decantação de uma partícula dispersada em um fluido. Com o auxílio das propriedades termofísicas medidas para o lubrificante POE puro a diferentes temperaturas, a velocidade de decantação de uma partícula de diamante suspensa em óleo POE é plotada em função da temperatura na Fig. 4.37. Como já mencionado na secção 4.1, a massa específica e a viscosidade do lubrificante, medidas experimentalmente, são reduzidas com o aumento da temperatura do nanolubrificante, de forma que a velocidade de decantação da partícula é aumentada, colocando em risco a estabilidade do nanolubrificante.

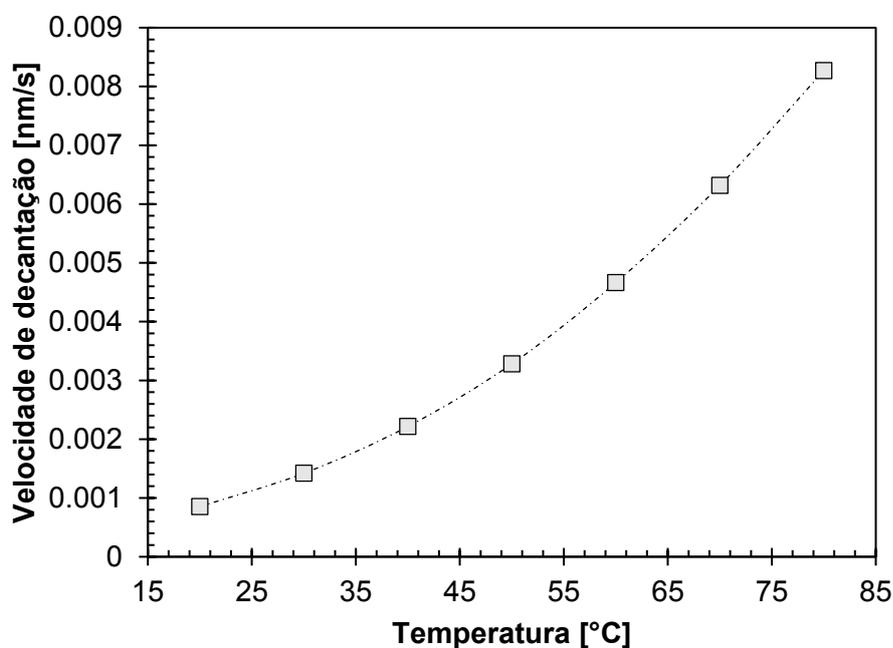


Figura 4.37 – Velocidade de decantação de uma nanopartícula de diamante dispersada em lubrificante POE em função da temperatura.

Já para concluir esta secção, o coeficiente de desempenho e a capacidade de refrigeração relativos entre os nanolubrificantes e o lubrificante puro são plotados na Fig. 4.38. Observa-se que a maioria dos testes realizados para este fluido refrigerante ficou dentro da faixa de incerteza de medição, porém houve alguns que apresentaram leves incrementos, no caso do R32 e a amostra de nanolubrificantes com concentração de 0,5%. Na Fig. 4.39, são apresentados o COP e as capacidades relativas do sistema operando com R32 e nanolubrificantes para diferentes temperaturas de evaporação.

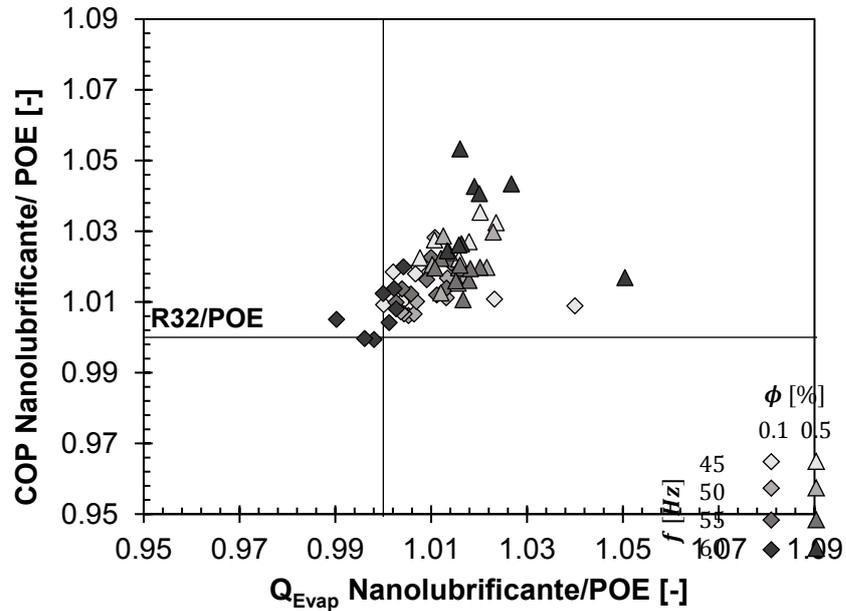


Figura 4.38 - Coeficiente de desempenho relativo e capacidade de refrigeração relativa do sistema operando com R32 e nanolubrificantes.

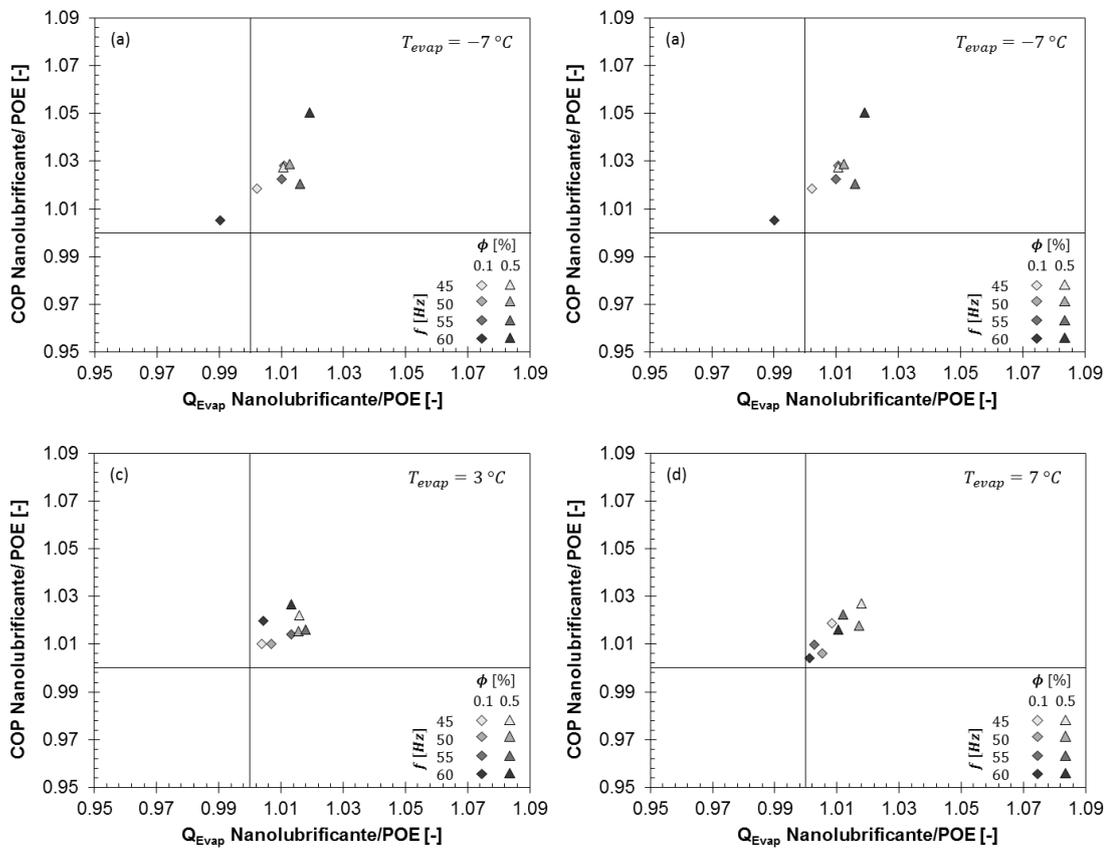


Figura 4.39 - Coeficiente de desempenho relativo e capacidade de refrigeração relativa do sistema operando com R32 e nanolubrificantes a diferentes temperaturas de evaporação.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Com o objetivo de avaliar a utilização de nanolubrificantes de diamante com base em óleo lubrificante POE e nanopartículas de diamante em um sistema de refrigeração, o presente trabalho partiu de uma revisão bibliográfica sobre a produção, a síntese, as propriedades termofísicas e tribológicas e a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Realizou-se a medição das propriedades termofísicas massa específica, viscosidade e condutividade térmica, e, simultaneamente, por meio de ensaios tribológicos de deslizamento alternado, avaliou-se a lubricidade de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante. Nessas condições, esse trabalho contribuiu para o levantamento de dados experimentais e para um melhor entendimento sobre a utilização de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante em sistemas de refrigeração.

A seguir, serão apresentadas as conclusões finais referentes aos resultados obtidos durante o desenvolvimento da presente pesquisa e, posteriormente, recomendações e sugestões para trabalhos futuros.

- A massa específica de nanolubrificantes é aumentada com a concentração de nanopartículas, em até 0,5%, para a maior concentração avaliada. No entanto, a massa específica de nanolubrificantes, assim como a do fluido base, diminuiu com o aumento da temperatura. O modelo de Pak e Cho (1998) utilizado para estimar essa propriedade apresentou-se em boa concordância, com um desvio máximo de 0,3% a 40 °C em relação aos valores medidos experimentalmente.

- A viscosidade do fluido base apresentou uma forte queda de até ~96,5% entre a temperatura mínima e máxima avaliada. Foram encontrados aumentos de 0,6%, 2,5% e 7% a 40 °C para as concentrações em massa de 0,1%, 0,5% e 1,0%, respectivamente. Todos os modelos teóricos testados para a predição desta propriedade de nanolubrificantes falharam ao subestimá-la de forma significativa.

- A condutividade térmica dos nanolubrificantes, a 25 °C, foi aumentada em 8%, 11% e 12% pela adição de nanopartículas nas concentrações em massa de 0,1%, 0,5% e 1,0%. Além disso, percebeu-se que, a partir de determinada concentração de nanopartículas de diamante, os ganhos nesta propriedade não são tão significativos, portanto deve existir um compromisso entre a concentração e os ganhos desejados para não elevar o custo de produção nem sacrificar a estabilidade do nanolubrificante.
- A capacidade de refrigeração do sistema apresentou uma tendência a aumentar com a adição de nanopartículas, principalmente a baixas frequências de rotação do compressor. Para o R410A, foram encontrados ganhos máximos de 4,2% e de ~7% para as concentrações de 0,1% e 0,5%, respectivamente. Já para o R32 foram encontrados, dentro da faixa de incerteza, ganhos abaixo de 4% para a concentração de 0,1% e de 2% para a concentração de 0,5%.
- A potência de consumo do compressor operando com R410A se manteve constante com a utilização de nanolubrificante no sistema. Para o R32, foi encontrada uma redução máxima, mesmo que de forma tendenciosa, de ~2% para as duas concentrações avaliadas.
- O coeficiente de desempenho do sistema operando com R410A apresentou incrementos máximos de ~4% e ~8% com a adição de nanopartículas de diamante no óleo lubrificante nas concentrações de 0,1% e 0,5%, respectivamente. Já para o R32, não foi encontrada uma tendência clara entre o coeficiente de desempenho e a concentração de nanopartículas, com incrementos máximos de 5% nesta propriedade. Embora tenha apresentado incrementos, estes foram encontrados em poucas condições avaliadas.
- A temperatura de descarga do compressor, ao operar com R410A e nanolubrificantes, possui valores reduzidos em até ~4 °C em relação ao sistema operando com lubrificante puro, como consequência das melhores propriedades termofísicas viscosidade e condutividade térmica, que melhoraram a lubricidade do sistema e a transferência de calor. Para o R32, devido às elevadas temperaturas que governam o processo, foram encontradas reduções de até 2 °C.
- Ao comparar os incrementos causados pela adição de nanopartículas entre os dois fluidos refrigerantes avaliados, o R410A e o R32, pode-se afirmar que foram maiores para o R410A. Isso se deve a que o R32 opera com temperaturas muito elevadas em relação ao

R410A, o que piora a estabilidade de nanolubrificantes. Nesse sentido, a utilização de nanopartículas de diamante no lubrificante sintético POE não favoreceu de forma significativa o processo de *drop-in* do R32.

Já como recomendações a trabalhos futuros estão:

- Aprimorar as técnicas de dispersão de nanopartículas em óleos lubrificantes com o objetivo de obter dispersões mais duradouras e estáveis ao longo do tempo, e à elevada temperatura.
- Devido à elevada discordância dos resultados disponíveis na literatura sobre a utilização de nanolubrificantes em sistemas de refrigeração, propor uma metodologia que permita validar e padronizar os testes de avaliação de desempenho de aditivos lubrificantes em sistemas de refrigeração.
- Modificar a bancada experimental com o objetivo de realizar testes de calorimetria do compressor que sigam estritamente uma norma.
- Realizar modificações na bancada experimental para medir a quantidade de óleo lubrificante que se encontra em circulação durante os ensaios.
- Medir de forma experimental a miscibilidade entre os nanolubrificantes e os fluidos refrigerantes a serem testados, o que permitirá dar explicações mais concisas a um dos efeitos mais reportados na literatura.
- Realizar o mesmo estudo sobre a adição de nanopartículas de diamante para o R32 e os nanolubrificantes. Nesse caso, em vez de se utilizar o óleo lubrificante POE ISO 32, utilizar o lubrificante recomendado para esse fluido refrigerante como fluido base.

REFERÊNCIAS

- ABBAS, M. et al. **Efficient Ari-Conditioning Unit By Using Nano-Refrigerant**. Engineering Undergraduate Research Catalyst Conference (EURECA). [S.I.]: Taylor's University. 2013. p. 87-88.
- ALMEIDA, M. I. **Análise tribo-termodinâmica da aplicação de nanopartículas de Al₂O₃ como aditivo lubrificante em compressor hermético de refrigeração**. 183f. Tese de Doutorado - Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal. 2015.
- ANTUNES, A. H. P. Processo de substituição de R22 em sistemas de refrigeração comerciais, Uberlândia, 2015.
- BABITA; SHARMA, S. K.; GRUPTA, S. M. Preparation and evaluation of stable nanofluids for heat transfer application: A review. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 79, p. 202-212, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.029>
- BARVE, A.; CREMASCHI, L. Drop-in Performance of Low GWP Refrigerants in a Heat Pump System for Residential Applications. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, 2012.
- BATCHELOR, G. K. The effect of the Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. **Journal of Fluid Mechanics**, p. 97-117, 1997.
- BI, S. et al. Performance of a domestic refrigerator using TiO₂-R600a nano-refrigerant as working fluid. **Energy Conservation and Management**, v. 52, p. 733-737, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.07.052>
- BI, S. S.; SHIN, L.; ZHANG, L. Application of nanoparticles in domestic refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, p. 1834-1843, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.11.018>
- BIPM. **Guide to the Expression of the Uncertainty - GUM**. [S.I.]: [s.n.], 1993.
- BIRD, R. B. **Transport Phenomena**. Madison : Applied Mechanics Reviews, 2002.
- BRINKMAN, H. C. The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions. **The Journal of Chemical Physics**, p. 571, 1951.
- CHO, H. H.; KIM, Y. **Experimental Study on an Inverter-Driven Scroll Compressor with an Injection System**. International Compressor Engineering Conference. [S.I.]: Purdue University. 2000.
- CHOI, S.; EASTMAN, J. Enhancing Thermal Conductivity of Fluids With Nanoparticles. **ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**, v. 66, p. 99 - 105, 1995.
- CHOI, Y. et al. Tribological behavior of copper nanoparticles as additives in oil. **Current Applied Physics**, v. 9, p. 124-127, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.cap.2008.12.050>
- CREMASCHI, L.; WONG, T.; BIGI, A. A. M. **Thermodynamic and Heat Transfer Properties of Al₂O₃ Nanolubricants**. International Refrigeration and Air Conditioning. [S.I.]: University of Purdue. 2014.

CUI, M. M.; SAULS, J. **Impact of Power Frequency on the Performance of a Scroll Compressor**. International Compressor Engineering Conference. [S.I.]: Purdue University. 2008.

EINSTEIN, A. Annlen der Physik, p. 229-247, 1906.

FEDELE, L. et al. **Nanofluid Application as Nanolubricants in Heat Pumps Systems**. 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. [S.I.]: University of Purdue. 2014. p. 2170.

GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico-experimental de técnicas de controle Fuzzi aplicadas a sistemas de refrigeração**. 127f. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia. 2010.

GHAZVINI, M. et al. Heat Transfer Properties of Nanodiamond–Engine Oil Nanofluid in Laminar Flow. **Heat Transfer Engineering**, p. 525-532, 2012. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.624858>

GÓMEZ, A. O. C. **Avaliação Experimental Do Desempenho Termo-Hidráulico De Nanofluidos De Nanotubos De Carbono De Parede Simples Em Escoamento Monofásico**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2015.

GRANDO, F. P.; PRIEST, M.; PRATA, A. T. Lubrication in Refrigeration Systems: Performance of Journal Bearings Lubricated with Oil and Refrigerant Mixtures. **Tribology and Interface Engineering Series 48**, p. 481-491, 2005.

GUO, W.; JI, G. F.; WANG, D. **R32 Compressor for Air Conditioning and Refrigeration Applications in China**. International Compressor Engineering Conference. [S.I.]: Purdue University. 2012. p. 2204.

HAMILTON, R. L.; CROSSER, O. K. Thermal conductivity of Heterogeneous Two-Components Systems. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, v. 1, n. 3, p. 187-191, 1962. <https://doi.org/10.1021/i160003a005>

HOUSEL, T. Machinery Lubrication, 2014. Disponível em: <www.machinerylubrication.com/Read/29703/synthetic-esters-perform>. Acesso em: 19 Maio 2017.

HU, C. et al. Molecular dynamics simulation on the tribology properties of two hard nanoparticles (diamond and silicon dioxide) confined by two iron blocks. **Tribology International**, v. 90, p. 297-305, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.04.043>

HUSSEN, H. A. Experimental Investigation for TiO₂ nanoparticles as a Lubricant-Additive for a compressor of Window Type Air-Conditioner. **Journal of Engineering**, v. 20, n. 2, 2014.

HUTCHINGS, I.; SHIPWAY, P. **Tribology Friction and Wear of Engineering Materials**. 2a. ed. [S.I.]: Elsevier, 2017.

HWANG, Y. . P. H. S. . L. J. K. . J. W. H. Thermal conductivity and lubrication characteristics of nanofluids. **Current Applied Physics**, p. 67-71, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.cap.2006.01.014>

JIA, T.; WANG, R.; XU, R. Performance of MoFe₂O₄-NiFe₂O₄/Fulerene-added nano-oil applied in the domestic refrigeration compressors. **Energy Economics**, v. 45, p. 120-127, 2014.

JUSTE, K. **Caracterização da lubrificação sólida**. 164f. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia. 2012.

- JWO, C. S. et al. Experimental study on thermal conductivity of lubricant containing nanoparticles. **Reviews on Advanced Materials Science**, p. 662-668, 2008. <https://doi.org/10.1116/1.3089373>
- JWO, C. S. et al. Effects of nanolubricant on performance of hydrocarbon refrigerant system. **Journal of Vacuum Science and Technology B: Microelectronics and Nanometer Structures**, p. 1473-1477, 2009.
- KATIYAR, A. et al. Enhanced breakdown performance of Anatase and Rutile titania based nano-oils. **IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation**, 2016. <https://doi.org/10.1109/TDEI.2016.005886>
- KEDZIERSKI, M. A. Viscosity and density of aluminum oxide nanolubricant. **International Journal of Refrigeration**, p. 1333-1340, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.02.017>
- KEDZIERSKI, M. A. et al. Viscosity, Density, And Thermal Conductivity Of Aluminum Oxide And Zinc Oxide Nanolubricants. **International Journal of Refrigeration**, p. 3-11, 2016.
- KOLE, M.; DEY, T. K. Enhanced thermophysical properties of copper nanoparticles dispersed in gear oil. **Applied Thermal Engineering**, p. 45-53, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.022>
- KRUSE, H. H.; SCHROEDER, M. Fundamentals of lubrication in refrigeration systems and heat pumps. **International Journal of Refrigeration**, p. 347-355, 1985. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(85\)90030-1](https://doi.org/10.1016/0140-7007(85)90030-1)
- KUMAR, R.; SINGH, J. Effect of ZnO nanoparticles in R290/600a (50/50) based vapour compression refrigeration system added via lubricant oil on compressor suction and discharge characteristics. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, 2016.
- KUMAR, S. D.; ELANSEZHIAN, R. Experimental Study on Al₂O₃-R134a Nanorefrigerant in Refrigeration Sytem. **International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)**, v. 2, n. 5, p. 3927-3929, 2012. ISSN 2249-6645.
- KUMAR, S. D.; ELANSEZHIAN, R. ZnO nanorefrigerants in R125a refrigeration system for energy conservation and green environment. **Frontiers of Mechanical Engineering**, v. 9, n. 1, p. 75-80, 2014. <https://doi.org/10.1007/s11465-014-0285-y>
- LEE, J. et al. Enhancement of Lubrication Properties of Nano-oil by Controlling the Amount of Fullerene Nanoparticle Additives. **Tribology Letters**, v. 28, n. 2, p. 203-208, 2007. <https://doi.org/10.1007/s11249-007-9265-2>
- LEE, K. et al. Understanding the Role of Nanoparticles in Nano-oil Lubrication. **Tribology Letters**, v. 35, n. 2, p. 127-131, 2009. <https://doi.org/10.1007/s11249-009-9441-7>
- LOU, J.; ZHANG, H.; WANG, R. Experimental investigation of graphite nanolubricant used in a domestic refrigerator. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 7, n. 2, 2015. <https://doi.org/10.1177/1687814015571011>
- LOU, J.-F. . Z. H. W. R. Experimental investigation of graphite nanolubricant used in a domestic refrigerator. **Advances in Mechanical Engineering**, 2015. <https://doi.org/10.1177/1687814015571011>
- MAHBUDUL, I. M. et al. Experimental investigation on effect of ultrasonication duration on colloidal dispersion and thermophysical properties of alumina-water nanofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p. 73-81, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.048>

MANG, T. **Encyclopedia of Lubricants and Lubrications**. New York: Springer, 2014. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-22647-2>

MARKO, M. et al. Tribological Improvements of Dispersed Nanodiamond Additives in Lubricating Mineral Oil. **Journal of Tribology**, v. 137, n. 1, 2014. <https://doi.org/10.1115/1.4028554>

MAXWELL, J. C. **A Treatise on Electricity and Magnetism**. Cambridge: Oxford University Press, 1904.

MOSHKOVITH, A. et al. Sedimentation of IF-WS2 aggregates and o reproducibility of the tribological data sedimentation of IF-WS2 aggregates and a reproducibility of tribological data. **Tribology International**, v. 40, p. 117-124, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.02.067>

OHMAE; MARTIN, J. M. **Nanolubricants**. England: John Wiley & Sons, Ltd., 2008.

OLIVEIRA, G. **Síntese e caracterização de nanofluidos de prata**. 121f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia. 2012.

PADMANABHAN, V. S.; PALANISAMY, S. The use of TiO₂ nanoparticles to reduce refrigerator ir-reversibility. **Energy Conversion and Management**, v. 59, p. 122-132, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.03.002>

PAK, B. C.; CHO, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide. **Experimental Heat Transfer an International Journal**, p. 151-170, 1998.

PANATO, V. H. **Análise experimental da operação de substituição do R22 em sistema de refrigeração operando com compressor scroll**. 124f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia. 2015.

PHAM, H. M.; RAJENDRAN, R. **R32 And HFOs As Low-GWP Refrigerants For Air Conditioning**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. [S.l.]: Purdue University. 2012. p. 2262.

RAJENDRAN, R.; NICHOLSON, A. **Compressor Calorimeter Test of Refrigerant R-32 in R-410A Scroll Compressor**. Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program. [S.l.]. 2014. (Test report #39).

SABAREESH, K. R. et al. Application of TiO₂ nanoparticles as a lubricant-additive for vapor compression refrigeration systems – An experimental investigation. **International Journal of Refrigeration**, p. 1989-1996, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.07.002>

SAEEDINIA, M.; AKHAVAN-BEHABADI, M. A.; RAZI, P. Thermal and rheological characteristics of CuO-Base oil nanofluid flow inside a circular tube. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, p. 152-159, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.08.001>

SCHULTZ, K.; KUJAK, S. **System Drop-in Test of R-410A Alternative FLuids (ARM-32a, ARM-70a, DR-5, HPR1D, L-41a, L-41b, R-32)**. Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program. [S.l.]. 2012. (Test Report #1).

SHARIF, M. et al. Investigation of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃/PAG nanolubricant for application in automotive air conditioning system. **International Journal of Refrigeration**, p. 93-102, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.06.025>

SHARIF, M. Z. et al. Performance analysis of SiO₂/PAG nanolubricant in automotive air conditioning system. **International Journal of Refrigeration**, v. 75, p. 204-216, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.01.004>

SHORT, G. D.; RAJEWSKI, T. E.; OBERLE, J. E. **Refrigeration Lubricants - Current Practice an Future Development**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. [S.I.]: Purdue University. 1996. p. 335.

SHRESTHA, S. et al. **Compressor Calorimeter Test of R-410A Alternatives R-32, DR-5 and L-41a**. Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program. Oak Rldge. 2013. (Test Report #11).

SHUKLA, G.; AIYER, H. Thermal conductivity enhancement of transformer oil using functionalized nanodiamonds. **IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation**, p. 2185-2190, 2015. <https://doi.org/10.1109/TDEI.2015.004678>

SOUSA, E. H. **Obtenção e caraterização de nanolubrificantes utilizados em refrigeração aditivados com nanopartículas de índio**. 198f. Tese de doutorado - Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal. 2017.

SUBRAMANI, N.; PRAKASH, M. J. Experimental studies on a vapour compression system using nanorefrigerants. **International Journal of Engineering Science and Technology**, v. 3, n. 9, p. 95-102, 2012. <https://doi.org/10.4314/ijest.v3i9.8>

TAO, X.; JIAZHENG, Z.; KANG, X. The ball-bearing effet of diamond nanoparticles as an oil additive. **Journal of Physics D: Applied Physics**, v. 29, 1996.

WAN, Q. et al. Tribological behaviour of a lubricant oil containing boron nitride nanoparticles. **Procedia Engineering**, p. 1038-1045, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.01.226>

WANG, R.; WU, Q.; WU, Y. Use of nanoparticles to make mineral oil lubrificants feasible for use in a residential air conditioner emplying hydro-fluorocarbons refrgierants. **Energy and Buildings**, v. 42, n. 11, p. 2111-2117, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.06.023>

WANG, R.; ZHANG, Y.; LIAO, Y. Performance of rolling piston typ rotary compressor using fullerenes (C70) and NiFe₂O₄ nanoparticles a lubricants additives. **Frontiers in Energy**, 2017.

WEG. **Motores de indução alimentados por inversores de frequência PWM**. 13. ed. Jaguará do Sul: Grupo WEG - Unidade Motores, 2016.

XING , M.; WANG, R.; YU, J. Application of fullerene C60 nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors. **International Journal of Refrigeration**, v. 40, p. 398-403, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.004>

ZAWAWI, N. N. M. et al. Thermo-physical properties of Al₂O₃-SiO₂/PAG composite nanolubricant for refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, p. 1-10, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.024>

ZHAO, C.; XU, Y.; SU., Z. **Key Problems of the Test During the Development of Rolling Piston Compressors for Room Air-Conditionenrs Using R407C As Refrigerant**. International Compressor Engineerg Conference. [S.I.]: Purdue University. 2000.

APÊNDICE I

TERMOPARES: Medição da temperatura superficial do compressor

Para medição da temperatura superficial do compressor, foram utilizados 6 termopares tipo t cobre-constatam, construídos por descarga capacitiva dentro de um ambiente com alta concentração de nitrogênio para evitar a oxidação da junção durante o processo. Depois de realizada a junção dos termopares, foi necessário verificar o correto funcionamento de cada um e referencia-los utilizando um termômetro padrão de mercúrio.

Para a calibração dos termopares, foram utilizados um banho termostático MQBMP-01 da Microquímica Equipamentos Ltda. com precisão de 0,1 °C e estabilidade de 0,01 °C; um termômetro padrão de mercúrio com resolução 0,1 °C e faixa de medição de -10 até 50 °C; e um sistema de aquisição de dados composto por um chassi NI-cDAQ-9178 junto com um módulo de aquisição de temperatura NI-9213.

A fim de verificar o correto funcionamento dos termopares, foi levado a cabo o procedimento utilizado por Gómez (2015). O procedimento está em concordância com as normas ANSI MC96 e ASTM-E320, que limitam o erro de um termopar do tipo t a um valor máximo de mais ou menos 1 °C. O erro da medição dos termopares é calculado utilizando as equações listadas na Tabela A-1.

Tabela A-1 – Modelo de propagação de erros. Fonte: (GÓMEZ, 2015)

Erros	Modelo de cálculo
Erro de medição na ida	$E_{m,ida} = T - T_{ref}$
Erro de medição na volta	$E_{m,volta} = T - T_{ref}$
Propagação do erro na ida	$E_{p,ida} = E_{m,ida} \pm 2 \cdot \sigma$
Propagação do erro na volta	$E_{p,volta} = E_{m,volta} \pm 2 \cdot \sigma$

As medições foram realizadas na faixa de temperaturas de 5 °C até 50 °C em incrementos de 5°C, adquirindo 10 amostras do termopar e 3 amostras do termômetro padrão

para cada ponto. A Fig. A.1 apresenta o erro da medição de temperatura dos termopares em relação à medição realizada com o termômetro padrão. Na mesma figura, é possível observar que o erro da medição na ida tanto como na volta ficou dentro dos limites máximo e mínimo permitidos pela norma citada no início deste apêndice. Em suma, o termopar que apresentou o maior erro em relação ao termômetro padrão foi o termopar T-6, com um valor máximo de $-0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e adicionando a parcela $\pm 2 \cdot \sigma$ (0.0045) associada ao modelo de propagação de erros de medição do termopar. Este resultado continua dentro do valor permitido pela norma, reafirmando o correto funcionamento do termopar.

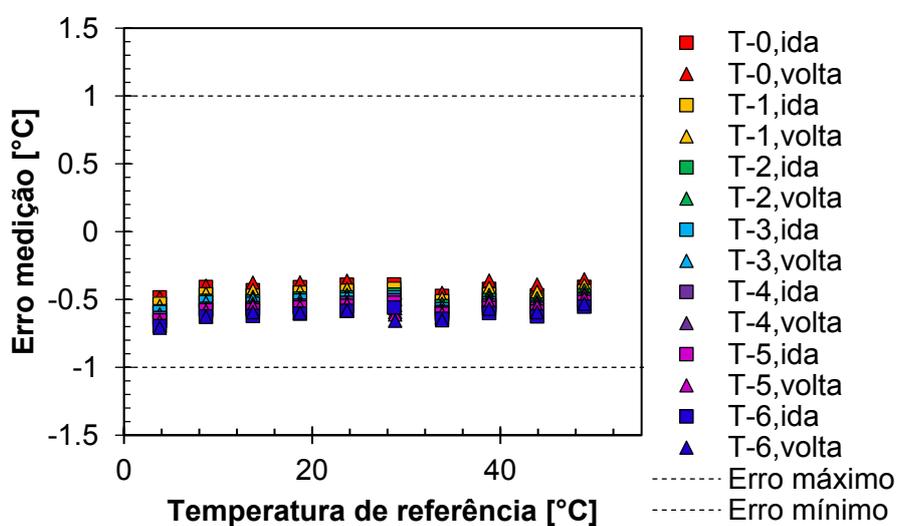


Figura A-1 - Erro de medição dos termopares para a avaliação do erro permitido pela norma ASTM-E320.

Utilizando os valores medidos no procedimento realizado anteriormente, foi realizado um ajuste linear para que todos os termopares tenham como referência o termômetro padrão utilizado. Estes serão apresentados no apêndice B.

APÊNDICE II

CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DA BANCADA DE REFRIGERAÇÃO

Tabela B-1 Curvas de calibração dos sensores de pressão piezo resistivos.

Sensor de pressão	Curva de calibração	R^2
P-1	$P_1 [bar] = 1594,1 \cdot I [mA] - 6,0349$	0,9978
P-2	$P_2 [bar] = 1594,3 \cdot I [mA] - 6,4734$	0,9977
P-3	$P_3 [bar] = 656,16 \cdot I [mA] - 2,574$	0,9978

Tabela B-2 Curvas de calibração dos sensores de temperatura PT-100 localizados no circuito de fluido refrigerante.

Sensor de temperatura	Curva de calibração	R^2
T-1	$T_1 [^{\circ}C] = 0,9848 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] - 0,119$	0,999
T-2	$T_2 [^{\circ}C] = 0,9825 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] - 0,053$	0,999
T-3	$T_3 [^{\circ}C] = 0,9862 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] - 0,137$	0,999

Tabela B-3. Curvas de calibração dos sensores de temperatura PT-100 localizados nos circuitos de água.

Sensor de temperatura	Curva de calibração	R^2
T-4	$T_4 [^{\circ}C] = 0,9778 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] + 0,002$	0,999
T-5	$T_5 [^{\circ}C] = 0,98 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] - 0,1432$	0,999
T-6	$T_6 [^{\circ}C] = 0,9789 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] - 0,002$	0,999
T-7	$T_7 [^{\circ}C] = 0,978 \cdot T_{PT-100} [^{\circ}C] + 0,045$	0,999

Tabela B-4 Curvas de calibração dos sensores termopar tipo t para medição da temperatura superficial do compressor.

Sensor de temperatura	Curva de calibração	R²
Ts-0	$T_{s-0}[^{\circ}C] = 0,99 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,432$	0,999
Ts-1	$T_{s-1}[^{\circ}C] = 0,998 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,489$	0,999
Ts-2	$T_{s-2}[^{\circ}C] = 0,998 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,539$	0,999
Ts-3	$T_{s-3}[^{\circ}C] = 0,998 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,551$	0,999
Ts-4	$T_{s-4}[^{\circ}C] = 0,998 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,597$	0,998
Ts-5	$T_{s-5}[^{\circ}C] = 0,998 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,613$	0,999
Ts-6	$T_{s-6}[^{\circ}C] = 0,998 \cdot T_t[^{\circ}C] + 0,657$	0,999

Tabela B-5 Curvas de calibração dos medidores de vazão tipo coriolis e de efeito hall

Sensor de pressão	Curva de calibração	R²
\dot{m}	$12488 \cdot I[mA] - 49,75$	0,999
\dot{m}_{H_2O}	$187,5 \cdot I[mA] - 0,75$	0,998