

Tiago Ramos de Alvarenga

**INTERFACE PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE
TROCADOR DE CALOR PASSIVO E TERMOSSIFÃO EM
CIRCUITO PARA APLICAÇÕES EM AERONAVES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.

Coorientador: Prof. Fernando Henrique Milanez, Dr. Eng.

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Alvarenga, Tiago Ramos de

Interface para a transferência de calor entre trocador de calor passivo e termossifão em circuito para aplicação em aeronaves / Tiago Ramos de Alvarenga ; orientadora, Márcia Barbosa Henriques Mantelli ; coorientador, Fernando Henrique Milanez. - Florianópolis, SC, 2016.

105 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Condutância térmica de contato. 3. Juntas cônicas. 4. Trocador de calor passivo. I. Mantelli, Márcia Barbosa Henriques. II. Milanez, Fernando Henrique. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Tiago Ramos de Alvarenga

**INTERFACE PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE
TROCADOR DE CALOR PASSIVO E TERMOSSIFÃO EM
CIRCUITO PARA APLICAÇÕES EM AERONAVES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de **Mestre em Engenharia Mecânica**, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 22 de março de 2016.



Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:



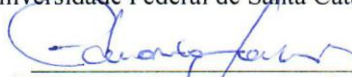
Prof.ª Márcia B. H. Mantelli, PhD
Orientadora

Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Fernando Henrique Milanez, Dr. Eng.
Coorientador

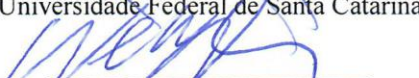
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Jorge Luiz G. Oliveira, PhD.
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico esta dissertação em memória de
minha avó, Rosa de Lima.

Dedico também à minha família e a
todos da equipe LabTucal que
contribuíram para sua criação.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Antônio Duarte de Alvarenga e Dalva de Fátima R. de Alvarenga, por toda dedicação e suporte para construir os alicerces da minha educação e caráter. Eles, juntamente com minhas irmãs, Érika e Danielle, são responsáveis por me incentivar à curiosidade que é o fundamento do conhecimento científico.

A Lígia Souto, pela revisão do texto e pelo companheirismo.

A professora Márcia Mantelli, por sua orientação, destacando sua capacidade de gerenciar o laboratório com tanta dedicação e benevolência aos alunos.

Ao professor Fernando Milanez, pela colaboração, paciência e por compartilhar seu vasto conhecimento sobre condutância térmica de contato.

Ao professor Kléber Paiva, pelo constante suporte para solução das dificuldades que nos surpreendem os experimentos do laboratório.

A todos os integrantes do LabTucal que colaboraram para a execução desta dissertação.

Aos amigos Andrés, Caluga, Gustavo, Juan, Luiz, Marcus e a Professora Kênia que deram sua contribuição ao trabalho.

Ao também amigo Nelson Londoño, pela ajuda na usinagem da junta fabricada no laboratório.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro.

RESUMO

O avanço tecnológico das aeronaves resultou na necessidade de controle térmico de componentes eletroeletrônicos. Trocadores de calor passivos são uma excelente alternativa de refrigeração dos equipamentos, pois oferecem elevada eficiência e confiabilidade. Uma solução em desenvolvimento é o uso de trocadores de calor passivos que podem ser conectados em série por um acoplamento cônico. Nesse contexto, é necessária uma interface com elevada condutância térmica e a geometria cônica, a qual favorece o contato, é o objetivo do estudo. Um aparato experimental foi usado para testar juntas cônicas de cobre a pressão atmosférica e em ambiente de vácuo, reproduzindo o contato entre condensador de termossifão (macho) e o evaporador de termossifão em circuito (fêmea). Desse modo, foram avaliadas tanto a transferência de calor apenas pelo contato metal-metal, como também a influência do fluido intersticial na folga da interface. Os resultados mostram que as juntas cônicas são muito afetadas pelas irregularidades do processo de fabricação e que os desvios da forma ideal provocados por discrepâncias do ângulo cônico são determinantes para a transferência de calor através delas. Além disso, foi observado o efeito de histerese da condutância térmica em consequência do alívio da pressão axial aplicada nas juntas, o que agrega em segurança em aplicações aeronáuticas. Também foi constatado que o fluido intersticial de alta condutividade térmica (pasta térmica) é uma alternativa viável para se conseguir maiores taxas de transferência de calor, com ganhos superiores a 290% quando comparadas as juntas sem fluido intersticial.

Palavras-chave: Condutância térmica de contato; juntas cônicas; trocador de calor passivo, fluido intersticial; fabricação de juntas térmicas.

ABSTRACT

Technological advances in aeronautics resulted in the need for thermal control of several electronic components. Passive heat exchangers are an excellent solution for electronics cooling because they have high efficiency and reliability. One solution being developed consists of passive heat exchangers connected in series by a conical joint. Therefore, a high thermal conductance interface is necessary and the conical geometry, which improves the contact, is the objective of this research. An experimental set-up was employed to test copper prototypes of conical joints under ambient pressure and under vacuum conditions, simulating the contact between thermosyphon condenser (male) and a loop thermosyphon evaporator (female). Thus, metal to metal contact heat conduction and the influence of interstitial fluid in the gap were evaluated. The results showed that conical joints have irregularities due to manufacturing process, including waviness and form deviation caused by conical angle discrepancy, which are determinant to heat transfer. The thermal conductance hysteresis effect, as a result of axial pressure release, was also observed. This effect shown to be beneficial for safety in aeronautical purposes. It was also observed that an interstitial fluid with high thermal conductivity, such as a thermal paste, is a good option in order to obtain higher heat transfer rates, surpassing 290% comparing to no interstitial fluid.

Keywords: Thermal contact conductance; passive heat exchanger; conical joints; interstitial fluid; thermal joints manufacturing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Descrição do projeto de pesquisa	23
Figura 2 – Diagrama da superfície de uma peça - ondulações e rugosidade.....	25
Figura 3 – Queda de temperatura e constrição das linhas de fluxo de calor através da superfície.	27
Figura 4 – Efeito da pasta térmica	31
Figura 5 – Resistência de macro e microconstrição.....	33
Figura 6 – Contato entre superfícies conformes e rugosas.....	34
Figura 7 – Modelo térmico.	36
Figura 8 – Gráfico típico do perfil de uma superfície (escala vertical exagerada).	39
Figura 9 – Contato entre duas superfícies conformes e rugosas. Na parte superior, duas superfícies rugosas reais e, abaixo, contato entre uma superfície perfeitamente plana e uma com a rugosidade equivalente entre as duas superfícies reais.	41
Figura 10 – Princípio de funcionamento do termossifão bifásico.	49
Figura 11 – Aparato experimental. Na parte esquerda, está a câmara de vácuo e na direita, a coluna de teste.....	53
Figura 12 – Componentes do aparato experimental para a medição da condutância térmica das juntas.	53
Figura 13 – Distribuição dos termopares ao longo da coluna de teste.	56
Figura 14 – Diagrama da junta cônica	61
Figura 15 – Análise numérica da distribuição de pressão no contato, $\mu=0,55$...	63
Figura 16 – Resultado de medição para o primeiro carregamento da junta de 2° em vácuo.....	68
Figura 17 – Resultado de medição para o primeiro carregamento da junta de 5° em vácuo.....	69
Figura 18 – Representação da superfície do condensador do termossifão com semiângulo de 2° por interferômetro.	70
Figura 19 – Comparativo entre 1° e 2° carregamento para a junta cônica de 2° em vácuo.....	71
Figura 20 – Comparativo entre 1° e 2° carregamento para a junta cônica de 5° em vácuo.....	71
Figura 21 – Comparativo das juntas de 2° e 5° em vácuo.....	72
Figura 22 – Processo de carregamento e descarregamento, junta cônica de 2° em vácuo.....	73
Figura 23 – Processo de carregamento e descarregamento, junta cônica de 5° em vácuo.....	74
Figura 24 – Comparativo entre junta de 2° sem fluido intersticial e com ar.	75
Figura 25 – Comparativo entre junta de 5° sem fluido intersticial e com ar.	76
Figura 26 – Comparativo da condutância térmica das juntas de 2° sem fluido intersticial e com pasta térmica.....	78
Figura 27 – Comparativo da condutância térmica das juntas de 5° sem fluido intersticial e com pasta térmica.....	78

Figura 28 – Resultado de medição da condutância térmica de contato para a junta de 2°LAB em vácuo.	80
Figura 29 – Comparativo entre a junta 2° e 2°LAB.....	81
Figura 30 – Comparativo para a junta 2°LAB, testada em vácuo e com ar.	82
Figura 31 – Comparativo para a junta 2°LAB testada em vácuo e com pasta térmica.	83
Figura 32 – Processo de desgaste das superfícies cônicas.	84
Figura 33 – Emperramento do cone durante desgaste (esquerda) e camada restante do cone (direita).	85
Figura 34 – Sulcos provocados pelo desprendimento de material durante desgaste das superfícies.	86
Figura 35 – Condensador e tarugo de cobre para o acoplamento com semiângulo do tronco cone de 2°, unidades em mm (mesma geometria da junta 2°LAB). ..	93
Figura 36 – Condensador e tarugo de cobre para o acoplamento com semiângulo do tronco cone de 5°, unidades em mm.	94
Figura 37 – Experimento de calibração do sistema de aquisição de temperatura.	102
Figura 38 – Erro do sistema de indicação de temperaturas.....	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores efetivos da rugosidade média quadrática (σ) e inclinação média absoluta (m).	60
Tabela 2 – Resumo das incertezas de medição.	65
Tabela 3 – Diagonal das impressões para a superfície das conexões.	95
Tabela 4 – Média das diagonais do indentador e dureza referente à área aparente	97
Tabela 5 – Resultado dos coeficientes de dureza	98
Tabela 6 – Parâmetros topográficos para cada superfície em contato.....	99
Tabela 7 – Valores efetivos dos parâmetros topográficos para os contatos estudados.	100

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

A	Área[m ²]
a	Raio do contato [m]
b	Raio do tubo de fluxo de calor elementar [m]
c	Raio do corpo em contato [m]
c_1	Coefficiente de correlação de microdureza Vickers
c_2	Coefficiente de correlação de microdureza Vickers
DM	Diâmetro da base maior [m]
D_{me}	Diâmetro da base menor [m]
d	Comprimento da diagonal [m]
E	Módulo de elasticidade
E'	Modulo de elasticidade equivalente, equação 29.
F	Força aparente de contato; Força axial [N]
f	Fator referente ao modelo mecânico, função qualquer
G	Grandeza qualquer
H	Dureza [Pa]
h	Condutância térmica [W/m ² K]
k	Condutividade térmica [W/m K]
L	Comprimento da amostra percorrido pelo perfilômetro [m]
m	Inclinação média absoluta da rugosidade da superfície
m'	Inclinação quadrática média da rugosidade da superfície
N	Número de pontos de contato
n	Densidade de pontos em contato [m^{-2}]
P	Pressão aparente de contato [Pa]
Q	Taxa de transferência de calor [W]
q	Fluxo de calor [W/m ²]
R	Resistência térmica da junta [K/W]
r	Coordenada radial do tubo de fluxo de calor [m]
R_a	Rugosidade média
R_q	Rugosidade média quadrática
S_f	Parâmetro elastoplástico, equação 39
T	Temperatura [K]
u	Incerteza
x	Comprimento [m] ou Grandeza de entrada
Y	Plano médio de separação entre as superfícies
z	Altura do perfil [m]

Símbolos gregos

α	Semiângulo do cone
δ	Deformação
ΔT	Queda hipotética da temperatura na interface
ε	Razão de constricção
ε_c	Número adimensional de tensão elastoplástica, equação 38
γ	Índice de plasticidade de Mikic (1974), equação 32
ψ	Parâmetro de constricção
λ	Separação média adimensional entre as superfícies de contato
μ	Coefficiente de atrito estático
σ	Desvio padrão ou tensão

Índices

0	Valor de referência
1, 2	Referente aos corpos em contato
a	Aparente
c	Contato
e	Elástico
ep	Elastoplástico
g	Lacuna
i	Índice de soma
j	Junta
L	Largura em macro escala
m	Média harmônica
n	Normal
p	Plástico
r	Real ou radiação
s	Superfície
v	Teste de dureza Vickers

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	25
2.1	TEORIA SOBRE A CONDUTÂNCIA TÉRMICA DE CONTATO	25
2.2	FATORES DE INFLUÊNCIA NA CONDUTÂNCIA TÉRMICA DA JUNTA	29
2.2.1	Topografia dos sólidos em contato	29
2.2.2	Pressão de contato.....	30
2.2.3	Deformação dos materiais em contato	30
2.2.4	Temperatura média da interface.....	30
2.2.5	Espessura média dos interstícios.....	31
2.2.6	Condutividade térmica dos sólidos e do material intersticial	31
2.3	TIPOS DE JUNTA	32
2.3.1	Contato entre superfícies não conformes e rugosas	32
2.3.2	Contato entre superfícies não conformes e lisas	33
2.3.3	Contato entre superfícies conformes e rugosas	34
2.4	MODELO TÉRMICO	35
2.5	MODELO GEOMÉTRICO	38
2.6	MODELOS MECÂNICOS DE DEFORMAÇÃO.....	43
2.7	CORRELAÇÕES DOS MODELOS DE CONDUTÂNCIA TÉRMICA DE CONTATO.....	47
2.8	TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS.....	49
3	ESTUDO EXPERIMENTAL.....	51
3.1	APARATO EXPERIMENTAL	51
3.2	PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO	54
3.3	MEDIÇÃO DO FLUXO DE CALOR	54
3.4	AQUISIÇÃO DE DADOS DE TEMPERATURAS	55
3.5	CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO COBRE	58
3.6	MEDIÇÃO DE MICRODUREZA SUPERFICIAL	58
3.7	CARACTERIZAÇÃO DA TOPOGRAFIA DAS SUPERFÍCIES	59
3.8	MEDIDA DA PRESSÃO DE CONTATO	60
3.9	ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	64
4	RESULTADOS.....	67
4.1	CONDUTÂNCIA TÉRMICA DE CONTATO DAS JUNTAS CÔNICAS.....	67

4.2	CONTRIBUIÇÃO DA CONDUÇÃO DE CALOR PELOS INTERSTÍCIOS	75
4.3	JUNTA 2° LAB	80
5	SÚMULA E CONCLUSÕES	87
	REFERÊNCIAS	89
	APÊNDICE A – DESENHO DOS PROTÓTIPOS DAS JUNTAS.	93
	APÊNDICE B – MICRODUREZA	95
	APÊNDICE C – PARÂMETROS TOPOGRÁFICOS	99
	APÊNDICE D – ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAL	101

1 INTRODUÇÃO

Na segunda metade do século XX, a aviação vivenciou um súbito aumento do número de componentes eletrônicos em virtude do desenvolvimento tecnológico. Em um primeiro momento, pós-segunda guerra mundial, diversos equipamentos criados para atender a aviação militar migraram para a aviação civil. Um exemplo é atual piloto automático que foi originalmente concebido para estabilizar os aviões bombardeiros a elevadas altitudes, permitindo que acertassem os alvos em terra com precisão.

Nas décadas de 70 e 80, as tecnologias *fly-by-wire*, que eletronicamente ativam os comandos de voo, assim como os modernos sistemas de navegação (GNSS) e de comunicação, foram os responsáveis por alavancar a quantidade dos equipamentos aviônicos embarcados. Mais recentemente, o que tem colaborado para esse aumento são os sistemas de entretenimento, disponibilizando telefones, telas de exibição de vídeos, e até mesmo acesso à internet. Se por um lado, todos esses equipamentos eletrônicos têm contribuído para uma aviação mais segura, eficiente e confortável, por outro, trouxeram também um grande desafio tecnológico: o seu controle térmico.

Os componentes aviônicos se aquecem por efeito Joule. O calor gerado deve ser dissipado para que não atinjam temperaturas elevadas, o que comprometeria seu correto funcionamento. Em muitos projetos atuais de aeronaves, esses componentes são confinados em compartimentos cuja temperatura é controlada com convecção forçada pelo uso de ventiladores centrífugos. Essa configuração, que dissipa o calor internamente à aeronave, apresenta uma série de problemas.

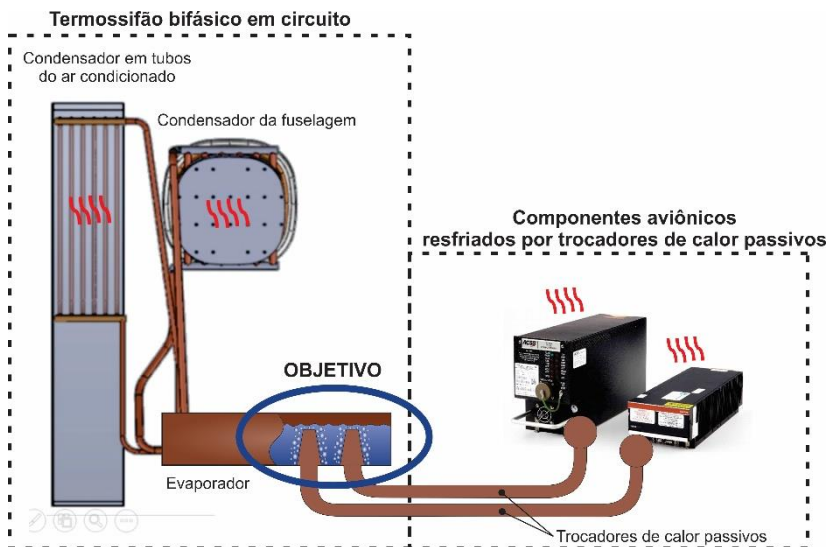
O primeiro deles é relativo à baixa confiabilidade, já que o funcionamento do sistema está atrelado à correta operação dos ventiladores, que necessitam de manutenção apropriada. Outro inconveniente é que o sistema é energeticamente ineficiente, pois os ventiladores além de consumirem energia elétrica, insuflam o ar frio retirado do ar condicionado que, por sua vez, é energizado pelos motores da aeronave. Ademais, o sistema convencional apresenta uma alta razão entre seu peso e potência dissipada e a distribuição de temperaturas no compartimento resfriado é bastante heterogênea. Como alternativa, sistemas de resfriamento passivos, assistidos pela tecnologia de tubos de calor e afins, têm sido considerados por um projeto de pesquisa entre o Laboratório de Tubos de Calor da UFSC (Labtucal) e a Empresa Brasileira de Aeronáutica (Embraer).

Nesse projeto de pesquisa, trocadores de calor passivos são considerados uma boa solução aos problemas do sistema de refrigeração atual. Isso porque operam independentemente de partes móveis, o que confere alta confiabilidade e ainda são capazes de transferir altas taxas de calor entre as fontes quente e fria. Foi verificado também que uma boa solução deveria permitir que o calor dos componentes eletrônicos (fonte quente) fosse dissipado diretamente para fora da aeronave (fonte fria), sem necessariamente passar pelo ar refrigerado da cabina. A ideia é usufruir do excelente sumidouro de calor que é o ambiente externo durante o voo (ar fluindo a alta velocidade sobre a fuselagem e a temperatura que pode atingir até -60°C). É baseado nessas condições que está sendo desenvolvido um sistema de troca térmica para controle dos componentes eletrônicos em aeronaves.

Numa primeira etapa, foi desenvolvido um termossifão bifásico em circuito, indicado na parte esquerda da figura 1. O equipamento consiste de um evaporador, responsável por coletar o calor que se deseja dissipar no interior do avião, e dois condensadores. Um deles é fixado na fuselagem e dissipa calor para fora da aeronave (para testes, foi adaptado como uma janela). O outro é formado por tubos e dissipa calor para o sistema de ar condicionado, no interior do avião. Esse último condensador é necessário apenas quando a aeronave executa operação de solo e o ambiente externo não favorece a troca térmica. O termossifão bifásico em circuito foi testado com êxito em voo, a bordo de um avião de testes da Embraer, mostrando ser eficiente na troca de calor entre uma fonte quente interna ao avião e o ambiente externo à aeronave.

Na segunda etapa do projeto, foram desenvolvidos termossifões e tubos de calor em circuito (loop heat pipes - LHP) capazes de transferir o calor dos componentes eletrônicos, a serem resfriados pelo evaporador do termossifão bifásico em circuito, como esquematiza a parte direita da figura 1. Logo, o evaporador do termossifão em circuito deve ser conectado em série aos condensadores dos trocadores de calor passivos. Assim, para o bom funcionamento do conjunto de dispositivos, é necessária uma boa conexão térmica entre esses componentes, de tal forma que apresente uma baixa resistência térmica de contato. É neste contexto que está a contribuição deste trabalho, ou seja, o objetivo é o estudo desta conexão, sendo que a geometria “tronco de cone” é proposta como superfície de contato. Essa geometria tende a favorecer a condutância térmica da junta, já que para equilibrar a força axial aplicada no encaixe, há uma componente normal de maior módulo entre as superfícies. Além disso, também possibilita grande área de contato.

Figura 1 – Descrição do projeto de pesquisa



A proposta é que, futuramente, sejam usinadas cavidades formadas por superfícies de formato de tronco de cone (fêmeas) no evaporador do termossifão em circuito. Nestas cavidades, se encaixariam os condensadores de termossifões ou LHPs, também em forma de troncos de cone (machos). O conjunto resultante funcionaria como “tomadas térmicas” que estariam disponíveis para se conectarem aos diversos dispositivos, de acordo com a necessidade de refrigeração de eletrônicos.

Para analisar a condutância térmica dessa junta, um estudo experimental foi desenvolvido. O protótipo estudado é composto por um termossifão com o formato cônico e um tarugo de cobre que se acopla a ele. O protótipo foi testado em uma estrutura especialmente desenvolvida para medir a condutância térmica do acoplamento. Parâmetros de influência cruciais para o projeto são analisados, tais como o ângulo do cone, pressão de contato e influência de fluido intersticial (ar e pasta térmica). Os dados obtidos são comparados aos modelos teóricos disponíveis na literatura.

O estudo desenvolvido está estruturado nessa dissertação da seguinte maneira: inicialmente, no Capítulo 2, apresenta-se uma revisão bibliográfica sobre a condutância térmica de contatos, na qual os fatores

de influência e os principais modelos da literatura são descritos. Também é apresentado o princípio físico de funcionamento de termossifão. No Capítulo 3, é relatado o estudo experimental em detalhes, os procedimentos de testes adotados e a metodologia para a medição experimental da condutância térmica dos protótipos com acoplamentos cônicos. Os resultados obtidos e uma discussão comparativa com os estudos da literatura são exibidos no Capítulo 4. Finalmente, as conclusões encontradas são expostas no Capítulo 5.

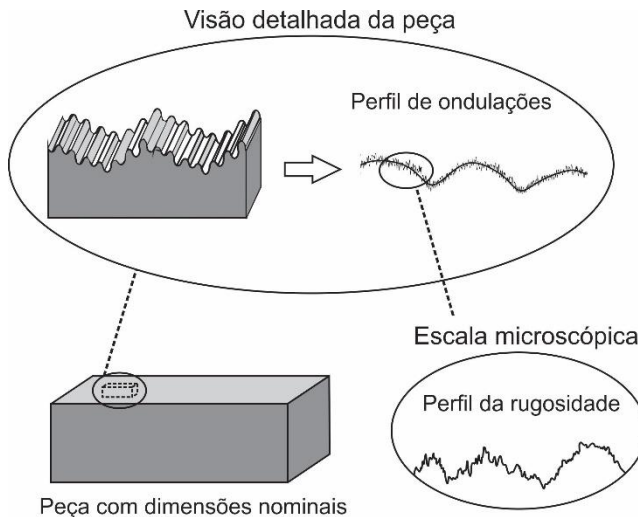
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, teorias existentes na literatura sobre a condutância e resistência térmica na interface entre dois corpos sólidos em contato são revisadas. No início, são apresentados os conceitos básicos e a nomenclatura adotada; a seguir apresentam-se os principais parâmetros de influência, os tipos de juntas e, finalmente, os modelos existentes aplicáveis ao presente trabalho. Uma breve revisão a respeito do princípio físico de funcionamento de termossifões encerra o capítulo.

2.1 TEORIA SOBRE A CONDUTÂNCIA TÉRMICA DE CONTATO

A origem da resistência térmica na interface entre duas superfícies sólidas está nos desvios da geometria idealizada, inerente a qualquer material. Quando essas superfícies reais são observadas em detalhe, percebem-se ondulações provenientes do processo de fabricação ou mesmo da formação natural do material. Ao observar em escala microscópica, nota-se a presença de saliências e reentrâncias que formam um aspecto rugoso. Na prática, as superfícies são constituídas de uma superposição dessas duas irregularidades e a figura 2 representa um perfil destas.

Figura 2 – Diagrama da superfície de uma peça - ondulações e rugosidade.

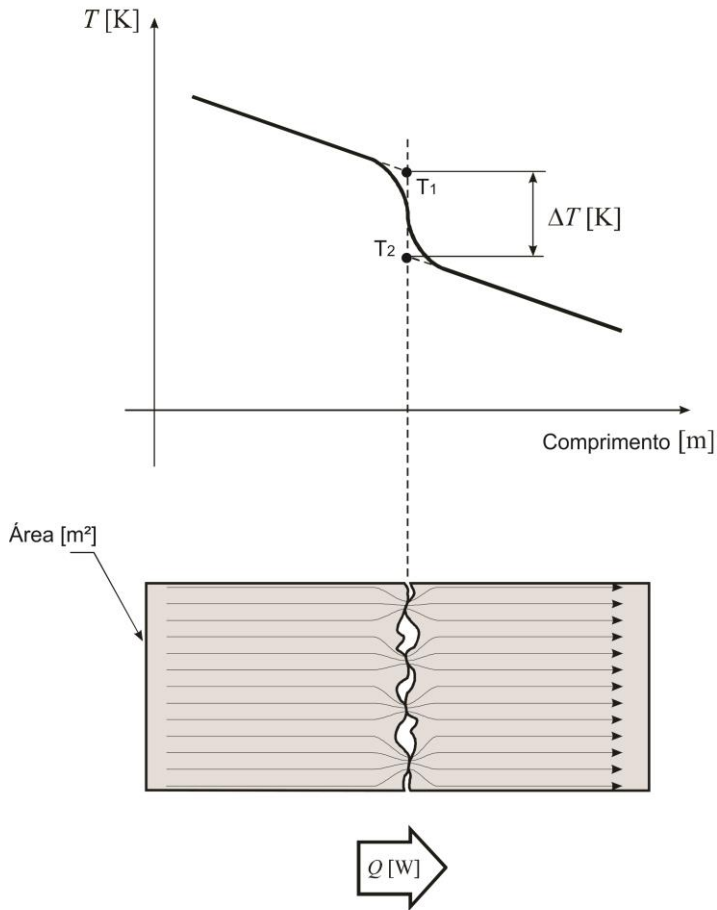


Quando essas superfícies são postas em contato, os picos de cada uma interceptam o outro material em apenas algumas saliências, formando pequenas regiões de contatos, intercalados por lacunas. Ao serem pressionados, os picos deformam gerando regiões de contato real. Estas regiões são apenas uma pequena parcela da área aparente de contato (A_a), podendo representar cerca de 1%, ou até menos, quando o contato é sujeito a pequenas pressões, como expõe Bahrami, Yovanovich e Culham (2004). Toda a região remanescente é, então, separada por interstícios.

Ao atravessar uma interface, o calor terá, portanto, três maneiras diferentes de transferência: condução através das regiões de contato real; radiação pelos interstícios; e, caso exista um fluido preenchendo-os, por condução através deste fluido. O questionamento sobre a existência de convecção no fluido que preenche os interstícios é comum aos que iniciam o estudo da resistência térmica de contato. Snaith, Probert e O'Callaghan (1986) explicam que, para configurações envolvendo o número adimensional de Grashof menores que 2000, a convecção natural pode ser desconsiderada. Esta situação é comum em praticamente todas as aplicações de superfícies em contato, já que o número de Grashof é baseado na média do espaçamento entre as superfícies e essa dimensão (normalmente menor que 0,1mm) é suficientemente pequena para manter o número adimensional inferior a 2000. Assim, a transferência de calor devido à presença do fluido nos interstícios ocorrerá apenas por condução.

Das três maneiras de transferência, a condução pelo sólido em contato real é, comumente, a mais efetiva, sobretudo quando o contato é formado por metais cuja condutividade térmica é elevada comparada à condutividade de fluidos e gases. As linhas de fluxo de calor terão caminhos preferenciais pelos pontos de contato real entre os metais, se comprimindo nessas regiões e divergindo após atravessá-los. É justamente este desvio das linhas de fluxo que origina a resistência térmica de contato. Somado a ela, tem-se as resistências associadas à radiação e à condução pelo fluido, obtendo-se, desta forma, a chamada resistência térmica da junta. Esta resistência térmica da junta provoca um efeito macroscópico, observado pela queda de temperatura na interface entre os dois materiais em contato. Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) comentam que a distribuição exata de temperatura na região do contato é complexa e tridimensional. Entretanto, uma aproximação adequada é considerar uma queda de temperatura como a queda de temperatura hipotética, definida por $\Delta T = T_1 - T_2$, em que T_1 e T_2 são temperaturas extrapoladas até a superfície de contato, como pode ser visto na figura 3, adaptada de Milanez (2003).

Figura 3 – Queda de temperatura e constrição das linhas de fluxo de calor através da superfície.



Fonte: Adaptado de Milanez (2003).

A resistência térmica da junta ($R_j \text{ [K/W]}$) é definida como a razão entre a queda de temperatura na interface e a taxa de transferência de calor $Q \text{ [W]}$ que a atravessa a superfície, ou seja:

$$R_j = \frac{\Delta T}{Q} \quad (1)$$

A condutância térmica da junta h_j [W/m²K], por sua vez, é definida como o inverso da resistência térmica da junta pela área aparente de contato A_a [m²], logo:

$$h_j = \frac{1}{R_j A_a} \quad (2)$$

A condutância térmica da junta pode ser tratada como a soma das contribuições de cada modo de transferência de calor, isto é, da contribuição da condutância de contato (h_c), da condução do fluido presente nos interstícios (h_g) e da radiação através da folga (h_r), ou seja:

$$h_j = h_c + h_g + h_r \quad (3)$$

Para aplicações espaciais, por exemplo, em satélites, e em situações de testes em vácuo (como parte dos realizados no presente trabalho), o fluido intersticial é considerado inexistente. Assim, a contribuição de condutância por condução do fluido (h_g), é zero. A parcela radiativa, por sua vez, depende fortemente da temperatura da interface. Para temperaturas inferiores a 600°C, a taxa de transferência de calor por radiação pode ser desconsiderada, como afirmam Savija, Culham e Yovanovich (2003). Esta última simplificação é válida para o projeto em estudo, visto que os testes foram realizados abaixo dessa temperatura, uma vez que se objetiva o controle térmico de componentes eletrônicos que operam a temperaturas inferiores à 80°C. Dessa forma, pode-se também desconsiderar o efeito de radiação térmica. Com tais simplificações, a condutância térmica de contato é igual à condutância térmica da junção, ou seja:

$$h_j = h_c = \frac{q}{\Delta T} \quad (4)$$

na equação, q (W/m²) é o fluxo de calor pela área de contato.

2.2 FATORES DE INFLUÊNCIA NA CONDUTÂNCIA TÉRMICA DA JUNTA

Uma vez definida a condutância térmica da junta, pode-se agora listar e analisar os principais parâmetros que reconhecidamente afetam a sua magnitude. Hasselström e Nilsson (2012), Yovanovich e Rohsenow (1967), assim como Bejan e Kraus (2003), destacam os seguintes fatores:

- Topografia dos sólidos
- Pressão de contato
- Deformação dos materiais em contato
- Temperatura média na interface
- Espessura média dos interstícios
- Condutividade térmica dos sólidos em contato e do material intersticial.

Esses parâmetros são discutidos a seguir.

2.2.1 Topografia dos sólidos em contato

A caracterização da geometria das superfícies em contato envolve pelo menos três parâmetros que influenciam a condutância térmica: a ondulação, a rugosidade e a inclinação média da curva que caracteriza a superfície. As ondulações são as imperfeições superficiais de maior amplitude resultantes do processo de fabricação. Pequenas folgas são observadas na região do contato entre as superfícies que apresentam ondulações. Com isso, as linhas de fluxo de calor sofrem deformações nessa escala macroscópica ao atravessar a interface, aumentando a dificuldade na transferência de calor e, assim, a resistência térmica da junta. Esse efeito pode ser desprezível em peças com pequenas ondulações em que a pressão de contato é suficiente para corrigir o desvio da peça. As rugosidades, por sua vez, são as imperfeições superficiais de menor amplitude e estão superpostas às ondulações. Também provocam deformações (em menor magnitude) nas linhas de fluxo de calor e, assim, aumentam a resistência térmica de contato. A inclinação média das rugosidades também tem influência, interferindo no modelo mecânico que rege o contato. Quanto maior a inclinação média, menor a resistência de contato.

2.2.2 Pressão de contato

Experimentos mostram que para maiores pressões de contato, menores resistências térmicas são registradas, até que um limite de estabilidade seja atingido. O aumento da pressão faz com que as superfícies se aproximem uma da outra em virtude das deformações, reduzindo a espessura dos interstícios. Conseqüentemente, é verificado um aumento no número de contatos, assim como o crescimento da área deles, o que leva a diminuição da resistência térmica de contato.

A aplicação e remoção da carga também influenciam a resistência de contato. Por exemplo, após uma pressão de grande magnitude, deformações plásticas ocorrem nos picos entre as peças. Logo, os picos não retomam ao formato original anterior ao carregamento. Assim, distintos valores de condutância térmica da junta são observados comparando-se os resultados de um primeiro carregamento ao de vários ciclos de carregamentos e descarregamentos.

Outro parâmetro de influência é a duração desse carregamento. A resistência térmica da junta reduz ao longo do tempo de aplicação de um determinado carregamento, até atingir uma estabilidade. Esse efeito está relacionado à variação cronológica da dureza do material e da geometria da superfície.

2.2.3 Deformação dos materiais em contato

Os picos das rugosidades podem sofrer deformações elásticas e plásticas com a pressão imposta à interface as quais afetam o número e a área dos pontos em contato. A deformação elástica das rugosidades é avaliada pelo módulo de elasticidade do material e quanto menor sua magnitude, menor a tensão necessária para causar a deformação e, conseqüentemente, maior a condutância térmica de contato. Já a deformação plástica é avaliada pela dureza e materiais menos duros sofrerão mais deformações plásticas, resultando também em maior condutância térmica de contato.

2.2.4 Temperatura média da interface

A temperatura média da interface tem papel importante nas propriedades mecânicas das superfícies em contato, principalmente na dureza. Temperaturas mais elevadas tendem a reduzir a dureza do material, colaborando para o aumento da condutância. Sua influência, porém, não é muito expressiva a temperaturas inferiores a 100°C. Sua

maior significância ocorre quando o alto nível de temperatura provoca a troca de calor por radiação entre as superfícies em contato (SNAITH; PROBERT; O'CALLAGHAN, 1986).

2.2.5 Espessura média dos interstícios

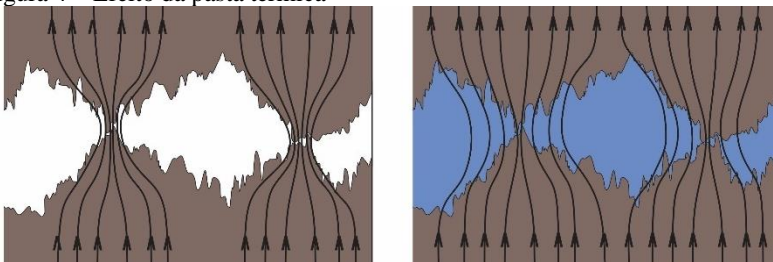
A espessura média dos interstícios é basicamente a distância média entre as superfícies em contato. Quanto menor a espessura média, maior o número de pontos de contato e maior tamanho médio dos mesmos. Portanto, menor é a resistência térmica de contato.

2.2.6 Condutividade térmica dos sólidos e do material intersticial

A condutividade térmica dos sólidos das peças, cujas superfícies estão em contato, está intrinsecamente ligada ao fluxo de calor que passa pelos pontos de contato real.

Já a presença do material intersticial, seja ele uma folha metálica, revestimentos superficiais, ou pasta térmica, permite que o fluxo de calor atravesse a interface por ele, e sua maior condutividade térmica intensifica a condução de calor. A figura 4 ilustra, à direita, como o efeito do material intersticial influencia as linhas de fluxo de calor nos interstícios.

Figura 4 – Efeito da pasta térmica



A revisão dos fatores de influência apresentada mostra claramente que o fenômeno de resistência térmica de uma junta é bastante complexo. Yovanovich e Rohsenow (1967) declaram que um único modelo não seria capaz de levar em conta todos esses parâmetros mencionados. Em geral, as correlações disponíveis na literatura consideram apenas parte desses fatores e são precisas apenas para um determinado tipo específico de junção, não sendo universais a todos os tipos de contatos.

O conhecimento detalhado das juntas a serem estudadas e de seus principais parâmetros de influência, permite a escolha de modelos da

literatura mais adequados a serem aplicados na predição do comportamento termomecânico destas.

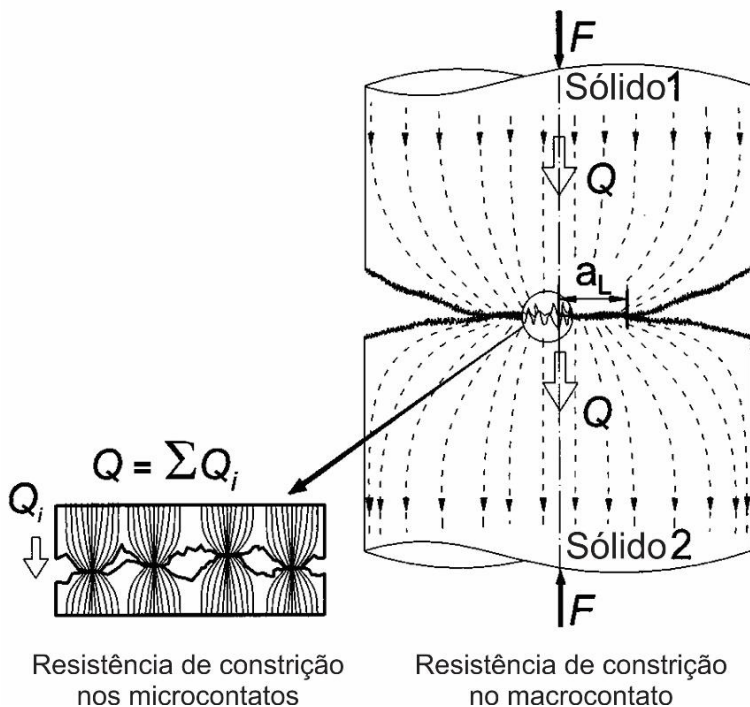
2.3 TIPOS DE JUNTA

As superfícies reais em contato possuem as irregularidades macroscópicas (ondulações) e, superpostas a essa, as microscópicas (rugosidades). O contato entre essas superfícies pode criar três combinações possíveis de geometria, como explica Milanez (2003): contato entre superfícies não conformes e rugosas; contato entre superfícies não conformes e lisas; e contato entre superfícies conformes e rugosas. Um quarto tipo de contato envolveria superfícies conformes e lisas. Neste caso, o contato seria perfeito e a resistência térmica de contato inexistente. Contatos “perfeitos” não são uma realidade em aplicações da Engenharia Mecânica e, portanto, não serão tratados aqui. Na sequência, segue detalhadamente a caracterização de cada tipo de junta.

2.3.1 Contato entre superfícies não conformes e rugosas

O contato entre superfícies não conformes e rugosas ocorre quando ambas as superfícies apresentam parâmetros de rugosidade e ondulações significativos. Neste tipo de junta, as superfícies se tocam apenas nas regiões dos picos das ondulações, formando uma região de contato macroscópica. Dentro desse macrocontato, vários pontos de contato real ocorrem em escala microscópica, devido às rugosidades da superfície. Com essa situação, o fluxo de calor sofre dois estágios de resistência em série: um devido à constricção do fluxo na região macroscópica e outro referente aos contatos das pontas das rugosidades (microscópica). A figura 5, adaptada de Bahrami et al. (2006), exhibe esquematicamente esse tipo de junta para dois sólidos cilíndricos em contato. Na imagem, a_L representa o raio do macrocontato, F a força aparente de contato e Q a taxa de transferência de calor pela interface.

Figura 5 – Resistência de macro e microconstrução.



Fonte: Adaptado de Bahrami et al. (2006).

Vários modelos e correlações empíricas e semiempíricas da resistência térmica desses contatos vêm sendo produzidas nas últimas décadas. Lambert e Fletcher (1997) fizeram uma extensa revisão de trabalhos com a comparação de diversos modelos para juntas metálicas não conformes e rugosas. A grande quantidade de publicações relatada por estes pesquisadores mostra que um modelo único, capaz de prever precisamente a resistência térmica de uma junta, é uma tarefa bastante difícil e que ainda não foi completada.

2.3.2 Contato entre superfícies não conformes e lisas

O contato entre superfícies não conformes e lisas ocorre quando as dimensões das rugosidades são muito menores que as dimensões das amplitudes das ondulações. Neste caso, o efeito da rugosidade pode ser

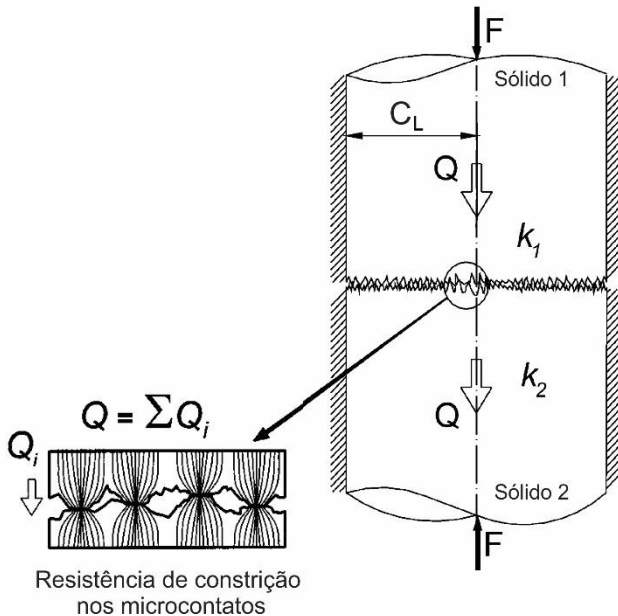
desprezado e a interface é regida pelas dimensões macroscópicas dos sólidos em contato. Porém, essas juntas são encontradas em poucas situações práticas de transferência de calor. Dentre os raros modelos, encontra-se o trabalho de Mcgee, Schankula e Yovanovich (1985) que aborda o contato entre cilindro e superfície plana para utilização na indústria nuclear.

2.3.3 Contato entre superfícies conformes e rugosas

Quando a dimensão da rugosidade é maior que a amplitude das ondulações, tem-se o contato entre superfícies conformes e rugosas, o que não significa que as superfícies sejam perfeitamente planas, mas que as ondulações são pequenas o suficiente para que os desvios sejam corrigidos quando o contato é sujeito a pequenas pressões.

A figura 6, adaptada de Bahrami, Yovanovich e Culham (2004), retrata esse tipo de interface formada entre superfícies nominalmente sem ondulações, porém rugosas e, nesse caso, as linhas de fluxo de calor sofrem constrições apenas na escala microscópica das rugosidades.

Figura 6 – Contato entre superfícies conformes e rugosas.



Fonte: Adaptado de Bahrami, Yovanovich e Culham (2004).

A grande maioria dos trabalhos da literatura envolve contatos conformes e rugosos, sendo os corpos considerados maciços e cilíndricos. Neste caso, é necessário um tratamento especial da superfície para que seja nominalmente plana e a força de contato seja o suficiente para corrigir qualquer variação de planicidade. Em geral, as superfícies a serem testadas são cuidadosamente lapidadas para obter-se um desvio de planicidade inferior a $1\mu\text{m}$, o que é tipicamente considerado plano. Posteriormente, a rugosidade desejada é obtida através do jateamento com esferas de vidro sobre a superfície.

Conhecido o tipo de junta do acoplamento, pode-se agora tentar caracterizar a condutância térmica de contato por meio de modelos teóricos. De acordo com Yovanovich (2005), os modelos de resistência térmica de uma junta é uma interseção de três campos de conhecimento: geométrico, mecânico e térmico. Milanez (2003) afirma que o modelo térmico da condutância de contato baseia-se em parâmetros das superfícies em contato. São eles o formato, tamanho e a densidade de pontos em contato. Por sua vez, esses parâmetros são obtidos por intermédio de um modelo mecânico de deformação das rugosidades que levam em consideração o formato e as dimensões das rugosidades da superfície. Por fim, devido à impossibilidade de se conhecer completamente a geometria da superfície, empregam-se teorias estatísticas na caracterização delas.

Os três modelos, térmico, geométrico e mecânico, são discutidos nas seções seguintes. Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) foram os pioneiros a apresentar um modelo simples, que tem sido, ao longo dos anos, aplicado com sucesso. A partir deste modelo, foram propostas adaptações por diferentes autores que permitem prever o comportamento de contatos diferentes dos examinados. Pode-se afirmar que este modelo é o mais básico e o mais importante dentre os modelos disponíveis na literatura e, desta forma, será o modelo a ser empregado para comparação e predição do comportamento da condutância térmica do contato estudado no presente trabalho.

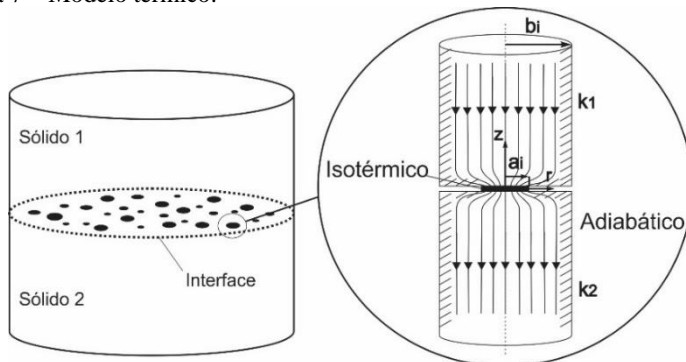
2.4 MODELO TÉRMICO

Quando dois materiais se tocam, os picos de uma superfície interceptam o outro material, criando pontos de contato. As dimensões e o número dos pontos de contato dependem da topografia da superfície das peças, da magnitude da força aplicada no contato, da dureza e do módulo de elasticidade dos materiais. As superfícies em contato podem ser

anisotrópicas, quando padrões de repetição oriundo do processo de fabricação são verificados no perfil da peça, por exemplo, a retificação. Ou isotrópica, não sendo possível verificar um padrão, como ocorre em fundição.

Considerando que o perfil da superfície seja isotrópico, os contatos formados, além de possuírem diferentes tamanhos, são aleatoriamente distribuídos pela área aparente de contato, como mostra esquematicamente a figura 7, adaptada de Milanez (2003). Um modelo físico adequado para modelagem da resistência de contato da junta de uma interface com N contatos pode ser obtido selecionando-se apenas um ponto de contato estatisticamente representativo da junta em estudo. Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) consideraram esse ponto de contato com formato circular e isotérmico de raio a_i , localizado no centro de dois cilindros elementares de raio b_i , formando o tubo de fluxo de calor elementar. Esse tubo é um volume que engloba um ponto de contato e estende-se através do material sólido em contato, por um comprimento suficiente para que as linhas de fluxo de calor sejam paralelas ao eixo (fluxo de calor uniforme). De acordo com Milanez (2003), na maioria das situações práticas, regiões distantes mais que 1mm da interface já não sofrem influência da constrição do fluxo de calor devido aos pontos de contato. Outra característica importante do tubo de fluxo de calor elementar é que as superfícies através das quais o calor entra e sai são isotérmicas, enquanto as restantes são adiabáticas (não há condução ou radiação pelos interstícios). Além disso, o eixo do tubo de fluxo de calor é paralelo ao eixo do ponto de contato. Com base neste modelo, o tubo de fluxo de calor elementar apresenta duas partes de comportamentos térmicos idênticos para cada sólido.

Figura 7 – Modelo térmico.



Fonte: Adaptado de Milanez (2003).

O fluxo de calor através do tubo elementar irá se restringir através do contato (região em $r \leq a_i$) e se dispersar após atravessá-lo. A resistência relativa à deformação das linhas de fluxo de calor é denominada resistência de microconstrição. Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) resolveram a equação de condução de calor em regime permanente para o modelo do tubo de fluxo de calor, obtendo a distribuição de temperatura nesse tubo elementar. A partir dela, obtiveram a resistência de microconstrição e, usando a equação 2, definiram a condutância térmica para um único contato i :

$$h_c = 2k_m \frac{a_i}{A_{a,i}} \frac{1}{\psi(a_i/b_i)} \quad (5)$$

onde k_m é a média harmônica da condutividade térmica dos dois materiais da junta, $k_m = 2k_1k_2/(k_1 + k_2)$, $A_{a,i}$ é a área aparente do contato i (πb_i^2) e ψ é o parâmetro de constrição, que é função da razão de constrição a_i/b_i . Esse parâmetro pode ser aproximado pela função:

$$\psi(a_i/b_i) = (1 - a_i/b_i)^{1,5} \quad (6)$$

A solução analítica dada pela equação 5 é obtida substituindo a condição isotérmica na região de contato ($z = 0$ e $r < a$) por um fluxo de calor proporcional a $1/a_i(a_i^2 - r^2)^{1/2}$, o que gera uma distribuição próxima à isotérmica.

A partir do modelo para um único contato, Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) somaram em paralelo a condutância de cada ponto em contato e obtiveram a condutância térmica para uma superfície com N contatos. Para esse modelo, consideraram a interface como aproximadamente plana e com todos os contatos na mesma temperatura e distribuídos uniformemente por toda a área aparente de contato. Assim, a condutância térmica de contato é dada por:

$$h_c = \frac{2k_m}{A_a} \sum_{i=1}^N \frac{a_i}{\psi(a_i/b_i)} \quad (7)$$

Para simplificar os cálculos, os autores mostraram que o raio do contato a_i pode ser substituído por seu valor quadrático médio, a . De

maneira semelhante, a razão de constrição a_i/b_i também pode ser substituída por seu valor quadrático médio, aqui denominado ε . Reescrevendo a equação 7, tem-se:

$$h_c = \frac{2k_m}{A_a} \frac{Na}{\psi(\varepsilon)} = 2k_m \frac{na}{\psi(\varepsilon)} \quad (8)$$

Pode-se notar nesta equação a definição do conceito de densidade de contato, n , que é a razão entre o número de contatos na interface N e a área aparente de contato, A_a . Outra relação estabelecida pelos autores é a que correlaciona as dimensões do contato com os valores quadráticos médios das áreas de contato real e aparente:

$$\varepsilon = \frac{a}{b} = \sqrt{A_r/A_a} \quad (9)$$

Finalmente, substituindo as equações 6 e 9 na 8, tem-se a equação da condutância térmica de contato segundo Cooper, Mikic e Yovanovich (1969):

$$h_c = 2k_m \frac{na}{\left(1 - \sqrt{A_r/A_a}\right)^{1,5}} \quad (10)$$

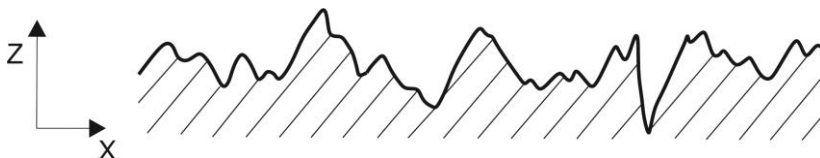
Os valores de densidade de contato, a relação entre a área real e a área aparente, assim como o raio médio dos pontos em contato, são dados que devem ser determinados a partir de modelos geométricos e mecânicos, apresentados na sequência.

2.5 MODELO GEOMÉTRICO

O modelo geométrico de Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) para superfícies conformes e rugosas é baseado nas suposições de que as rugosidades superficiais são isotrópicas e distribuídas aleatoriamente por toda área aparente de contato (A_a). Ademais, considera-se que as alturas das rugosidades apresentam uma distribuição normal, ou seja, a geometria das superfícies de contato pode ser considerada gaussiana (BAHRAMI; YOVANOVICH; CULHAM, 2004).

Para medir a topografia das superfícies é comumente utilizado o equipamento denominado perfilômetro. Neste equipamento, uma agulha é arrastada pela face a ser caracterizada, interceptando as irregularidades. Uma bobina acoplada a essa agulha gera um campo eletromagnético que é captado por um voltímetro. Os sinais obtidos descrevem a superfícies quanto à frequência das oscilações e amplitude, permitindo que se crie um perfil dela, conforme ilustrado na figura 8, extraída de Whitehouse (2003).

Figura 8 – Gráfico típico do perfil de uma superfície (escala vertical exagerada).



Fonte: Whitehouse (2003).

A partir do perfil medido, traça-se uma linha central, estabelecida de forma que o desvio quadrático médio da curva em relação a essa linha central seja mínimo. A média aritmética dos valores absolutos dos desvios deste perfil é denominada rugosidade média (R_a), calculado por uma amostragem do comprimento percorrido pelo perfilômetro. O valor de R_a é definido por:

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |z(x)| dx \quad (11)$$

na equação, L é o comprimento da amostra na direção x e z é o valor medido das alturas das rugosidades ao longo do comprimento.

Outro parâmetro de importância é a rugosidade média quadrática (R_q). No caso de superfície gaussiana, esse valor é igual ao desvio padrão σ_s , definido por:

$$\sigma_s = R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L z^2(x) dx} \quad (12)$$

De maneira semelhante à rugosidade, pode-se definir a inclinação média absoluta (m_s) e a inclinação quadrática média (m_s'):

$$m_s = \frac{1}{L} \int_0^L \left| \frac{dz}{dx} \right| dx \quad (13)$$

$$m'_s = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L \left(\frac{dz}{dx} \right)^2 dx} \quad (14)$$

O contato entre duas superfícies gaussianas pode ser modelado fisicamente como contato entre uma superfície perfeitamente plana e outra superfície gaussiana, composta pelas características topográficas efetivas das duas superfícies originais (GREENWOOD; WILLIAMSON, 1966). Baseados nesta consideração, Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) propuseram o uso da rugosidade média quadrática efetiva e da inclinação média absoluta efetiva, definidas por:

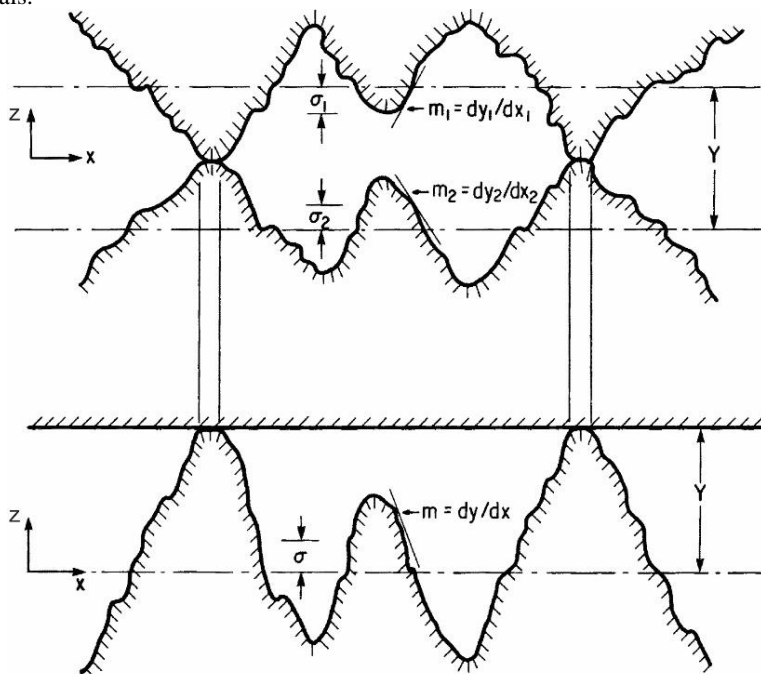
$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (15)$$

$$m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2} \quad (16)$$

nas equações acima, os índices se referem às superfícies 1 e 2.

Na figura 9, adaptada de Yovanovich (2005), podem-se identificar estes parâmetros. Nela, observa-se também a separação entre os planos médios das superfícies (Y).

Figura 9 – Contato entre duas superfícies conformes e rugosas. Na parte superior, duas superfícies rugosas reais e, abaixo, contato entre uma superfície perfeitamente plana e uma com a rugosidade equivalente entre as duas superfícies reais.



Fonte: Adaptada de Yovanovich (2005).

Fundamentado nas características da superfície gaussiana e considerando que o contato possa ser reproduzido pela sua superfície equivalente com outra perfeitamente plana, Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) determinaram, empregando ferramentas estatísticas, os parâmetros geométricos da equação 10, referente ao modelo térmico. Esses parâmetros são a densidade de contato (n), a razão entre área real e aparente e o raio médio dos pontos de contato (a). Sridhar e Yovanovich (1996) em sua revisão dos modelos elástico e plástico da condutância de contato, que serão vistos na próxima seção, apresentam as seguintes relações, que foram baseadas no trabalho de Cooper, Mikic e Yovanovich (1969):

$$n = \frac{1}{16} \left(\frac{m}{\sigma} \right)^2 \frac{\exp(-\lambda^2)}{\operatorname{erfc}(\lambda/\sqrt{2})} \quad (17)$$

$$a = \sqrt{f} \sqrt{\frac{8}{\pi}} \frac{\sigma}{m} \exp(\lambda^2/2) \operatorname{erfc}(\lambda/\sqrt{2}) \quad (18)$$

$$\frac{A_r}{A_a} = \frac{f}{2} \operatorname{erfc}(\lambda/\sqrt{2}) \quad (19)$$

sendo que λ é a separação média adimensional entre as superfícies de contato, definida por:

$$\lambda = Y/\sigma \quad (20)$$

Nas equações 18 e 19, f é um fator referente ao modelo de deformação mecânica adotado para o contato. Quando a deformação é puramente plástica, f assume valor igual a 1 e a equação da condutância de contato toma a forma proposta originalmente por Cooper, Mikic e Yovanovich (1969). Para o modelo puramente elástico, usa-se o valor de 0,5 e, para modelos elastoplásticos, o fator f é calculado como descrito na seção seguinte. Observa-se que a densidade dos pontos de contatos independe do modelo adotado.

Substituindo os parâmetros geométricos na equação do modelo térmico (equação 10), tem-se a condutância térmica de contato em função da separação média adimensional:

$$h_c = \frac{k_m m}{2\sigma\sqrt{2\pi}} \frac{\exp(-\lambda^2/2)}{\left[1 - \sqrt{\frac{1}{2}} \operatorname{erfc}\left(\frac{\lambda}{\sqrt{2}}\right) \right]^{1.5}} \quad (21)$$

Essa equação é aplicável a todos os modelos mecânicos (elástico plástico ou elastoplástico) (YOVANOVICH, 2005). Contudo, o valor de λ é dependente do modelo que representa a deformação das irregularidades da interface estudada. Na sequência, é discutida a contribuição dos modelos de deformação mecânica na condutância térmica de contatos.

2.6 MODELOS MECÂNICOS DE DEFORMAÇÃO

Diferentes hipóteses para a deformação das rugosidades podem ser adotadas. Como já mencionado, a literatura apresenta basicamente três modelos: elástico, plástico e elastoplástico. No primeiro, considera-se que os picos se deformam ao entrarem em contato com a outra superfície, mas retomam completamente ao formato original após os corpos serem separados. Dessa forma, a condutância térmica de contato é igual no processo de carregamento e descarregamento de pressão entre as superfícies. No modelo plástico, os picos se deformam permanentemente e não retomam às suas dimensões originais ao se afastar as superfícies. Ao comparar o processo de carregamento e descarregamento, o último terá maior área de contato devido à deformação plástica irreversível, ocasionando um efeito de histerese da condutância térmica. Com isso, o modelo prevê o comportamento da junta apenas para o primeiro carregamento. Por fim, o modelo elastoplástico se refere a uma condição intermediária entre o primeiro e o segundo modelo, onde os picos se deformam ao entrarem em contato, contudo, apenas parte da deformação, a parcela elástica, é restabelecida ao se separar as superfícies.

Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) propuseram o uso do modelo de deformação plástica, baseado nos testes de dureza Brinell. Neste teste, um penetrador de ponta esférica aplica uma pressão sobre o corpo de prova. A dureza é definida como razão entre força aplicada pelo penetrador e a área de contato entre ele e o corpo de prova. Essa área é medida com base no diâmetro da marca deixada pelo penetrador na peça, após a aplicação da carga.

A partir de um balanço de forças nas pontas deformadas das rugosidades, tem-se a seguinte relação:

$$F = A_a P = A_r H \rightarrow \frac{A_r}{A_a} = \frac{P}{H} \quad (22)$$

sendo F a força total; P , a pressão aparente de contato; H , a dureza obtida por teste Brinell; A_r , a área real de contato e A_a , a área aparente de contato.

Entretanto, Yovanovich e Hegazy (1983) observaram que a dureza da superfície do corpo de prova é significativamente maior que a dureza obtida pelo teste Brinell. Isso porque a superfície sofre endurecimento durante o processo de fabricação e o penetrador Brinell atinge regiões profundas da peça, não medindo a região mais superficial, onde o contato

efetivamente ocorre. Eles então recomendaram o uso do indentador utilizado no teste de microdureza Vickers, já que ele emprega pequenas cargas (inferiores a 1kfg) e fornece boa precisão da medida de dureza superficial. Os autores então propuseram a seguinte relação:

$$H_v = c_1 \left(\frac{d_v}{d_0} \right)^{c_2} \quad (23)$$

na equação, H_v é a dureza em MPa medida em relação à área aparente; d_v é a média das diagonais em μm e $d_0 [\mu\text{m}]$ é um valor de referência usado para adimensionalizar o termo entre parênteses que, por conveniência, assume o valor de $1\mu\text{m}$. Os parâmetros c_1 e c_2 são os coeficientes de correlação de microdureza Vickers e d_v é a diagonal da marca em formato de losango deixada pelo penetrador de ponta piramidal do ensaio Vickers. Como d_v é proporcional à deformação gerada na superfície, os coeficientes, c_1 e c_2 , fornecem informações sobre a variação da dureza com a profundidade.

Yovanovich e Song (1988) desenvolveram uma equação para obter a microdureza do contato plástico, H_c , substituindo a dureza do método Brinell na equação 22. Esse parâmetro é calculado em função dos coeficientes de correlação de microdureza Vickers do material de menor dureza entre os sólidos em contato. H_c também é função da pressão aparente de contato e da rugosidade, sendo:

$$\frac{P}{H_c} = \left[\frac{P}{c_1 \left(1,62 \frac{\sigma}{m} \right)^{c_2}} \right]^{\frac{1}{1+0,071c_2}} \quad (24)$$

Com a relação de equilíbrio de forças (equação 22), adaptada com o conceito de microdureza do contato (H_c), pode-se reescrever a equação 19, isolando a separação média adimensional e considerando o modelo de deformações plásticas ($f = 1$):

$$\lambda = \sqrt{2} \operatorname{erfc}^{-1} \left(\frac{2P}{H_c} \right) \quad (25)$$

Finalmente, Yovanovich (2006) apresenta a equação analítica da condutância térmica do modelo de Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) para deformações plásticas por:

$$h_c = \frac{mk_m}{\sigma} \frac{1}{4\sqrt{2\pi}} \frac{\exp(-\lambda^2/2)}{(1-\sqrt{P/H_c})^{1.5}} \quad (26)$$

Mikic (1974) propôs um modelo baseado na deformação elástica das superfícies de maneira semelhante ao modelo de Cooper, Mikic e Yovanovich (1969). Ele considerou que as pontas das rugosidades se aproximam ao formato esférico e que as superfícies também são gaussianas. A junção ainda pode ser reproduzida como o contato entre uma superfície perfeitamente plana e outra rugosa e gaussiana equivalente, sendo que toda a deformação ocorre apenas nessa última superfície. Além disso, ele considerou que a deformidade de um pico não interfere na dos picos vizinhos.

O autor mostra que utilizando a teoria de contato de Hertz, quando uma esfera de raio a_i é pressionada contra uma face perfeitamente plana, o deslocamento (δ) de uma superfície contra a outra pode ser correlacionado com a área de contato A_e por $A_e = \pi\delta a_i$. Para uma deformação puramente plástica, como a do modelo de Cooper; Mikic e Yovanovich (1969), a área de contato A_p é relacionada ao deslocamento, $A_p = 2\pi\delta a_i$, ou seja, para uma mesma deformação, a área de contato no modelo plástico é o dobro da prevista pelo modelo elástico, o que justifica o valor do fator f , referente ao modelo mecânico, conforme apresentado na seção anterior. Os parâmetros geométricos, isto é, o raio médio dos pontos em contato (a_e) e a razão entre área real e aparente para o modelo elástico são, portanto:

$$a_e = \frac{2}{\pi} \frac{\sigma}{m} \exp(\lambda^2/2) \operatorname{erfc}(\lambda/\sqrt{2}) \quad (27)$$

$$\left. \frac{A_r}{A_a} \right|_e = \frac{1}{4} \operatorname{erfc}(\lambda/\sqrt{2}) \quad (28)$$

Mikic (1974) correlaciona a razão entre a área real e aparente com o módulo de elasticidade equivalente (E'), partindo do balanço de forças.

O módulo de elasticidade equivalente é calculado com base no módulo de elasticidade das duas superfícies e de seus coeficientes de Poisson. O módulo de elasticidade equivalente e a relação das áreas são dados por:

$$E' = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} - \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (29)$$

$$\frac{A_r}{A_a} \Big|_e = \frac{P}{H_e} = \frac{P\sqrt{2}}{E'm} \quad (30)$$

A separação média dimensional é calculada por:

$$\lambda = \sqrt{2} \operatorname{erfc}^{-1} \left(\frac{4\sqrt{2}P}{E'm} \right) \quad (31)$$

Dessa maneira, pode-se utilizar a equação 21 para obter a condutância térmica de contato para o modelo elástico.

Naturalmente, surge neste momento a questão: como saber qual modelo (elástico, plástico ou um intermediário) deve-se utilizar?

Mikic (1974) observou que o modo de deformação está intimamente ligado às propriedades mecânicas dos materiais da junção, sendo pouco influenciado pela pressão aparente do contato. Então, ele propôs o índice de plasticidade:

$$\gamma = \frac{H_c}{E'm} \quad (32)$$

Se o índice é igual ou inferior a 0,33, a deformação é predominantemente plástica. Superior ou igual a 3, a deformação é principalmente elástica. Para o intervalo entre esses valores, deve-se considerar o modelo elastoplástico.

Sridhar e Yovanovich (1996) propuseram o modelo elastoplástico fundamentado na equação 21. O parâmetro f representa as parcelas dos efeitos elásticos e plásticos na condutância de contatos e é calculado pela equação 34 abaixo. O valor de 0,5 é aplicado para uma deformação puramente elástica. E o valor igual a 1, para completamente plástica. A

dureza do contato no modelo elastoplástico é calculada pela equação 33 a seguir:

$$\frac{P}{H_{ep}} = \left[\frac{0,9272P}{c_1 \left(1,62 \frac{\sigma}{m} f^{0,429} \right)^{c_2}} \right]^{\frac{1}{1+0,071c_2}} \quad (33)$$

$$f = \frac{\left\{ 1 + \left[6,5 / 4,61 \sqrt{\left(\frac{E' m}{H_{ep}} \right)^2 - 2} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}}{\left\{ 1 + \left[13 / 4,61 \sqrt{\left(\frac{E' m}{H_{ep}} \right)^2 - 2} \right]^{1,2} \right\}^{\frac{1}{1,2}}} \quad (34)$$

2.7 CORRELAÇÕES DOS MODELOS DE CONDUTÂNCIA TÉRMICA DE CONTATO

Como visto anteriormente, as expressões para a condutância térmica de contato são bastante complexas. Para todos os modelos de deformação mencionados, correlações foram desenvolvidas e comparadas aos dados experimentais.

Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) originalmente propuseram a correlação:

$$h_c = \frac{k_m m}{\sigma} 1,45 \left\{ \frac{P}{H} \right\}^{0,985} \quad (35)$$

Posteriormente, Yovanovich (1981) verificou que uma nova relação reproduziu com maior precisão a complexa equação analítica da equação 26, com discrepância inferior à 1,5%. Ele propôs que a equação 35 fosse substituída por:

$$h_c = \frac{k_m m}{\sigma} 1,25 \left\{ \frac{P}{H_c} \right\}^{0,95} \quad (36)$$

Esta equação será utilizada para comparar aos valores medidos nos experimentos desse trabalho e é denominada no restante do texto por correlação de CMY.

Para o modelo elástico descrito por Mikic (1974), a correlação obtida foi:

$$h_c = \frac{k_m m}{\sigma} 1,55 \left\{ \frac{P\sqrt{2}}{E'm} \right\}^{0,94} \quad (37)$$

Finalmente, Sridhar e Yovanovich (1996) criaram uma correlação para modelo elastoplástico, definindo o número adimensional de tensão elastoplástica, ε_c :

$$\varepsilon_c = 1,67 E' m / S_f \quad (38)$$

na equação, S_f é o parâmetro elastoplástico, calculado por:

$$S_f = \frac{1}{2,76 \sqrt{\frac{1}{H_{ep}^2} - \frac{1}{H_e^2}}} \quad (39)$$

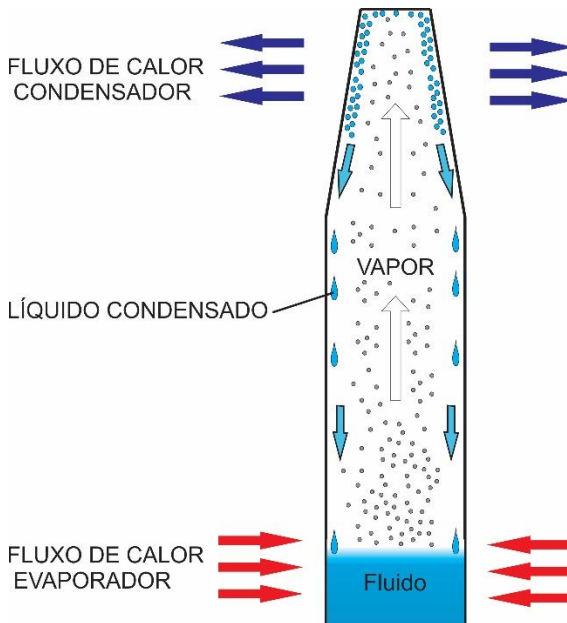
Os autores verificaram que, para o caso em que $0 < \varepsilon_c < 5$, a deformação é elástica e a correlação 37 deve ser usada. Para o valor $\varepsilon_c > 400$, a deformação plástica é dominante e a expressão 36 passa a reproduzir o comportamento observado. Contudo, se o valor de ε_c estiver entre 5 e 400, a condutância térmica de contato pode ser calculada por:

$$h_c = \frac{k_m m}{\sigma} 1,245 \left(1 + \frac{46690,2}{\varepsilon_c^{2,48}} \right)^{\frac{1}{30}} \left(\frac{P}{H_{ep}} \right)^{0,948} \left(\frac{1}{\left(1 + \frac{2086,9}{\varepsilon_c^{1,842}} \right)} \right)^{\frac{1}{600}} \quad (40)$$

2.8 TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

Reay e Kew (2006) definem termossifão bifásico como um dispositivo de transferência de calor de elevada condutividade efetiva. Ele é composto de um tubo metálico com seu interior evacuado e preenchido com certa quantidade de fluido de trabalho. É dividido nas seções evaporador e condensador, as quais podem, ou não, estar conectadas por uma seção adiabática. Como o interior é evacuado, o fluido opera a uma pressão próxima à pressão de saturação e, destarte, quando uma quantidade de calor é transferida para a parte inferior do dispositivo (evaporador), o fluido vaporiza. O vapor gerado se desloca para a região mais fria (condensador) em virtude das diferenças de pressão e, ao perder calor, retoma a fase líquida. Por efeito da gravidade, o líquido retorna ao evaporador onde recomeça o ciclo. A figura 10 ilustra o funcionamento relatado. Nota-se que a geometria do condensador do termossifão foi propositalmente desenhada no formato de tronco de cone como referência à junta estudada neste trabalho.

Figura 10 – Princípio de funcionamento do termossifão bifásico.



Mantelli (2013) afirma que a elevada eficiência está intrinsecamente ligada à grande quantidade de calor transportada como calor latente de evaporação e condensação do fluido. Consequentemente, são pequenas as diferenças de temperatura entre o condensador e o evaporador.

Uma adaptação do termossifão bifásico convencional é o termossifão bifásico em circuito. Neste dispositivo, os escoamentos entre as fases de líquido e vapor são separados devido a um caminho preferencial para o vapor, na conexão entre o evaporador e condensador. Dessa maneira, não há arrasto causado pelo fluxo de vapor que interage em contra fluxo de líquido condensado em termossifões convencionais. Essa configuração oferece duas grandes vantagens. A primeira delas é a possibilidade de transportar calor a uma distância maior, comparativamente ao termossifão bifásico convencional. A outra está na independência de formato entre o evaporador e condensador. Como exemplo, o termossifão em circuito da primeira etapa do projeto, que possui um evaporador em formato cilíndrico e dois condensadores: um conectado à fuselagem do avião, adaptado a uma janela da aeronave e outro, conectado ao sistema de ar condicionado, formado por tubos em paralelo.

3 ESTUDO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, é apresentado o estudo experimental para medição da condutância térmica de protótipos de juntas com acoplamentos cônicos. Essas juntas são compostas pelo contato entre condensador de um termossifão (macho) em formato de tronco de cone e o seu acoplamento num furo cônico em um tarugo (fêmea). O termossifão representa os trocadores de calor passivos que removem calor dos componentes eletrônicos da aeronave e o tarugo fêmea representa o evaporador de um termossifão em circuito, cujo condensador está conectado com o exterior da aeronave.

São descritos aqui os procedimentos utilizados e as hipóteses adotadas na medição da condutância térmica das juntas, testadas tanto em ambiente de vácuo como em atmosfera ambiente. As medidas da condutância térmica de contato efetuadas em vácuo e sem fluido intersticial foram comparadas aos resultados previstos pela correlação de CMY, disponível na literatura. Os procedimentos experimentais adotados para obtenção dos parâmetros necessários à correlação teórica são também descritos aqui. Com intuito de avaliar a influência do fluido intersticial, as juntas foram testadas com pasta térmica e, em condição ambiente, com ar entre as superfícies. Nessas situações, é obtida condutância térmica da junta do protótipo, ou seja, a soma da condução pelos pontos de contato real e pelos interstícios.

3.1 APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental usado para medir a condutância térmica da junta consiste de: mecanismo de aplicação de carga, aquecedor elétrico, placa fria e protótipos das juntas de testes, monitoradas com sensores de temperatura e de carga aplicada. Em condição de teste em vácuo, o experimento é alocado dentro de uma câmara de vácuo que é conectada a uma bomba mecânica, produzindo um ambiente de vácuo com pressões absolutas da ordem de 10Pa (10^{-4} Bar).

Fotos da bancada experimental são mostradas na figura 11, à esquerda, observa-se a câmara de vácuo e, à direita, a estrutura de testes. A figura 12 detalha esquematicamente os diversos elementos que compõe a bancada experimental. Na região inferior, observa-se o aquecedor, composto por duas calhas de alumínio envolvendo o evaporador do termossifão. Nas calhas, há dois furos, nos quais estão alocadas as resistências elétricas do tipo cartucho, que dissipam energia sob controle de uma fonte elétrica.

Na sequência, nota-se um dispositivo de latão, usado para desacoplar o protótipo de junta após os experimentos. O protótipo é constituído por um termossifão bifásico e um tarugo de cobre. O termossifão possui 22mm de diâmetro, está carregado com 6,4ml de água (45% do volume do evaporador) e tem condensador em formato de tronco de cone. O tarugo de cobre é maciço e se encaixa no termossifão, formando o contato a ser analisado. Uma folga de 1,5mm na base menor entre os dois componentes foi projetada para garantir que apenas as superfícies cônicas entrem em contato entre si.

Três juntas do tipo “termossifão-tarugo” foram testadas em duas configurações diferentes de semiângulos de cone. Duas juntas foram fabricadas por uma empresa de usinagem contratada, possuindo uma, o semiângulo de 5° e outra, de 2°. Um terceiro encaixe, também com semiângulo 2°, foi fabricado posteriormente no próprio laboratório de tubos de calor (Labtucal) e será indicado por LAB. A escolha dos ângulos é inspirada nos engates para de conexão rápida para ferramentas de corte, como as do tipo Morse e Jacob, as quais possuem semiângulos próximos a 2°, como se verifica em Pohanish e Mccauley (2000). A opção por duas geometrias visa avaliar as influências do ângulo sobre o contato, como a pressão e travamento. Os desenhos com as dimensões dos condensadores e seus respectivos tarugos de cobre estão no Apêndice A.

Ainda observando a figura 12, acima do tarugo de cobre, está o medidor de fluxo de calor (fluxímetro). Trata-se de um tarugo cilíndrico de ferro de elevada pureza e com condutividade térmica bem conhecida, fabricado pela ARMCO.

Na parte superior da figura 12, observa-se na sequência a placa fria, a célula de carga e a esfera transferidora. A placa fria é um disco de cobre cujo interior é resfriado por água proveniente de um banho termostático com temperatura controlada. Na célula de carga, um transdutor fornece a força aplicada à coluna de teste. O rolamento do tipo esfera transferidora tem função de garantir que a pressão aplicada na coluna seja pontual e axial, evitando a ação de forças transversais.

A essa coluna de teste descrita, aplica-se uma carga através de um mecanismo simples, que consiste de uma placa superior, firmemente conectada à base por três barras roscadas. Cada barra roscada possui uma porca que, sob torque, empurra a placa superior na direção da base, comprimindo a coluna de testes. Molas foram instaladas entre as porcas e a placa superior para que a pressão aplicada se mantenha aproximadamente constante, apesar das dilatações térmicas da coluna durante o regime transiente.

Figura 11 – Aparato experimental. Na parte esquerda, está a câmara de vácuo e na direita, a coluna de teste

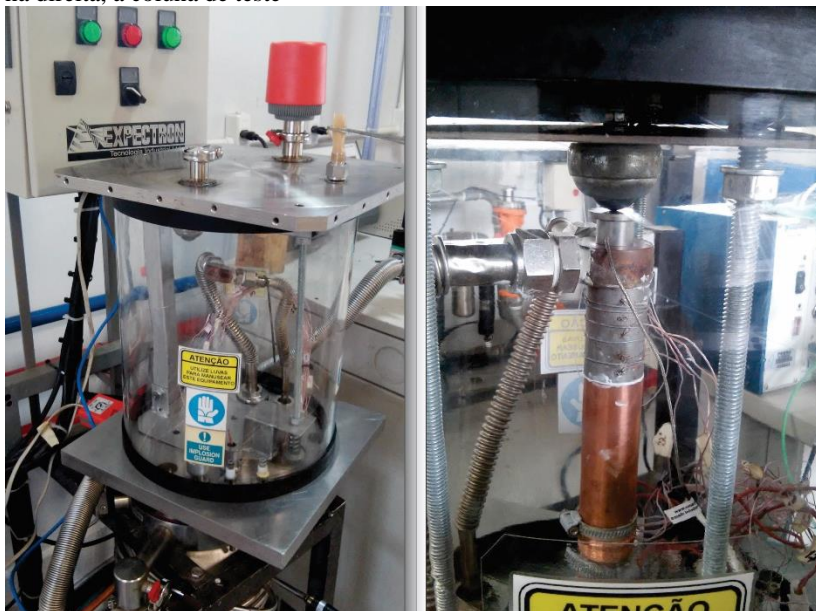
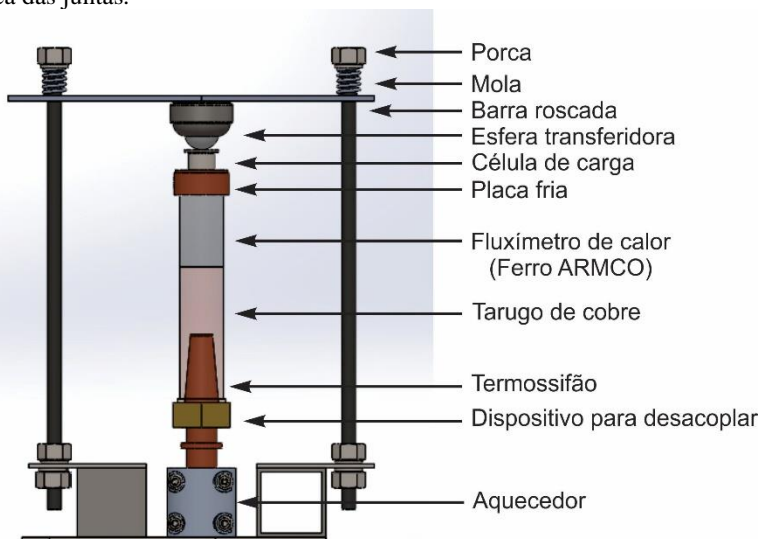


Figura 12 – Componentes do aparato experimental para a medição da condutância térmica das juntas.



3.2 PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO

Uma vez montado os componentes do experimento no mecanismo de carregamento, uma força específica, observada por medidas da célula de carga, é aplicada sobre o protótipo da junta. Nos testes executados com atmosfera ambiente, uma manta isolante térmica envolve a coluna de testes, evitando a perda de calor por convecção e radiação, de forma que o fluxo de calor que atravessa o contato possa ser considerado axial. No caso de testes em vácuo, o experimento é colocado dentro de uma câmara de vidro, evacuada por uma bomba de vácuo, e a ausência de ar evita perda de calor por convecção ao longo da coluna. Em seguida, as resistências elétricas são ligadas e o termossifão é aquecido ao mesmo tempo que um banho termostático bombeia água à temperatura de aproximadamente 5°C pela placa fria. Dessa forma, cria-se uma diferença de temperatura responsável pelo transporte de calor pela junta.

Os sinais de tensão provenientes dos termopares e da célula de carga são coletados por um sistema de aquisição de dados que os converte em medidas de temperatura e pressão aparente de contato. De posse dos dados de temperatura, pode-se identificar o regime permanente e calcular o fluxo de calor e a diferença de temperatura entre as superfícies em contato, permitindo calcular a condutância térmica da junta, pela equação:

$$h_j = q / \Delta T \quad (41)$$

na equação acima, q é o fluxo de calor que atravessa a interface e ΔT é a diferença entre as temperaturas das duas superfícies em contato.

Nas subseções seguintes, serão detalhados os procedimentos adotados para medidas dos fluxos de calor e das diferenças de temperaturas.

3.3 MEDIÇÃO DO FLUXO DE CALOR

O fluxo de calor q [W/m²] é medido pelo fluxímetro, que é um ferro de elevada pureza (99,9%) fabricado pela ARMCO e está instalado em série ao protótipo de teste. Usando a lei de Fourier para condução de calor, tem-se:

$$q = k \frac{dT}{dx} \quad (42)$$

em que k [W/m K] é a condutividade térmica do ferro ARMCO e dT/dx é o gradiente de temperatura medido ao longo da barra.

Para obter o gradiente de temperatura do fluxímetro de calor, cinco termopares foram fixados na barra de ferro ARMCO, espaçados por uma distância de 10,5mm entre si, somando 42,0mm de distância entre o primeiro e o último termopar. A inclinação do gráfico de temperatura em função da distância representa o gradiente da equação 42.

A condutividade térmica do ferro ARMCO é bem conhecida na literatura e sua incerteza é de 2% na faixa entre temperatura ambiente até 727°C como afirma Ho, Powell e Liley (1974). Os dados dessa referência estão disponíveis em tabela que foram usados para criar uma correlação para a condutividade térmica do ferro ARMCO, por meio de uma interpolação linear na faixa de temperaturas entre 25°C e 200°C. A equação resultante desta interpolação é:

$$k_{ARMCO} = 74,5 - 0,07T \quad (43)$$

na equação, T é a temperatura em °C do ferro ARMCO que foi obtida pela média das indicações dos cinco termopares afixados nele. Assim, conhecendo-se a condutividade térmica do ferro ARMCO, e seu gradiente de temperatura, obtém-se o fluxo de calor que atravessa o ferro, com a equação 42. Para saber o fluxo que atravessa a superfície cônica do estudo, pondera-se o valor do fluxo pela área do contato. Nota-se que a propagação da incerteza pelo uso da correlação acima é de 1%, e foi devidamente contabilizada nas análises de incertezas.

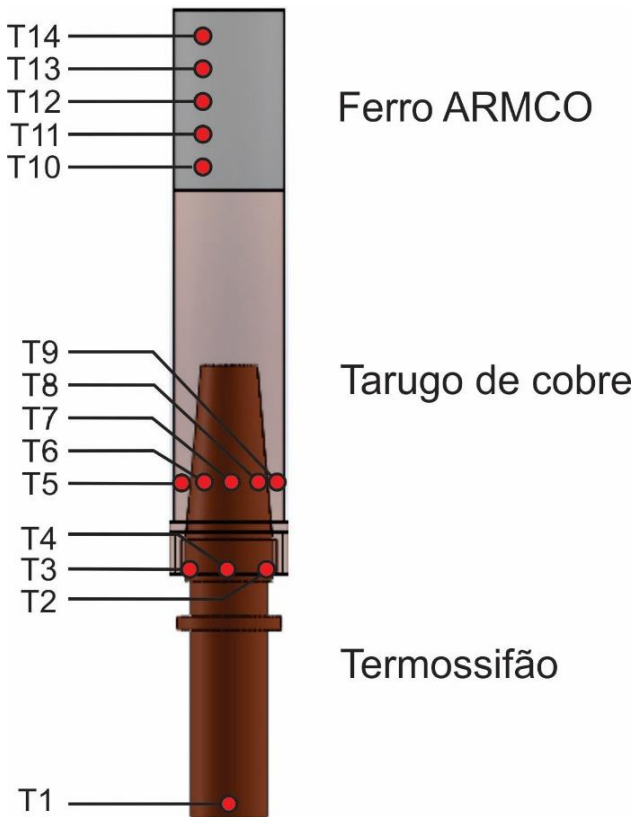
Para determinar a condutância térmica da junta, equação 41, é necessário conhecer a diferença de temperaturas entre as superfícies de contato (ΔT). Para tanto, a seção seguinte detalha o procedimento de aquisição de temperatura.

3.4 AQUISIÇÃO DE DADOS DE TEMPERATURAS

Termopares do tipo T são empregados para medir as temperaturas em diversos pontos do aparato experimental e eles estão localizados como indica a figura 13. Podemos observar que quatro termopares estão instalados no termossifão, sendo um no evaporador (T1) e outros três na seção adiabática (T2, T3 e T4). Cinco termopares (T5 a T9) estão

radialmente fixados na parte externa do tarugo de cobre, em uma região próxima à superfície de contato cônico (menos que 5mm). No ferro ARMCO, estão outros cinco termopares (T10 a T14), usados para calcular o gradiente de temperaturas como explicado anteriormente.

Figura 13 – Distribuição dos termopares ao longo da coluna de teste.



A fim de medir a condutância térmica da junta, é necessário saber as temperaturas das superfícies em contato e esta não é uma tarefa trivial, especialmente em acoplamentos cônicos. Para contatos planos em tarugos cilíndricos, as temperaturas das superfícies são estimadas por uma extrapolação linear até a área de contato, com uso do gradiente observado a partir das temperaturas medidas ao longo dos cilindros. Entretanto, os perfis de temperatura nos cones não são lineares e a geometria

tridimensional impossibilita a fixação de termopares próximos à superfície, agregando complexidade ao experimento.

Porém, este problema é mitigado com o uso do termossifão como um dos componentes da junta estudada. Como este dispositivo transporta calor com elevada eficiência (calor latente devido às mudanças de fase do fluido de trabalho), considera-se que a diferença de temperaturas entre a seção adiabática e o condensador é desprezível. Logo, medindo-se a temperatura na superfície da seção adiabática, onde é possível o acesso dos termopares, obtém-se indiretamente a temperatura da superfície do condensador cônico, que é uma das superfícies da junta.

Esta hipótese é consubstanciada pela análise dos valores das resistências térmicas associadas à parede de cobre do condensador do termossifão ($1,4 \cdot 10^{-3}$ K/W) e à condensação do fluido de trabalho ($1,3 \cdot 10^{-3}$ K/W). O pequeno valor de resistência da parede é consequência de sua pequena espessura (1,5mm) e da elevada condutividade térmica do cobre (≈ 400 W/m K). O modelo adotado para calcular a resistência térmica de condensação foi proposto por Kaminaga (1997 apud Angelo, 2007). Aqui, cada geometria do condensador foi aproximada por um cilindro com diâmetro equivalente à média dos diâmetros menor e maior do cone. A taxa de transferência de calor do modelo é o valor médio dos experimentos, 80W. A soma em série dessas resistências acarreta em uma queda de temperatura de $0,2^{\circ}\text{C}$ que é inferior ao erro dos termopares. Dessa forma, desconsiderou-se sua influência nas medidas de condutância térmica. Portanto, a média dos três termopares (T2, T3 e T4) indicam que a temperatura do fluido de trabalho no interior do termossifão pode ser considerada igual à da superfície do condensador.

O termopar T1 auxilia na identificação do início de operação do termossifão e informa também a temperatura de segurança para funcionamento das resistências elétricas.

Já a temperatura da superfície de contato do tarugo de cobre foi considerada como sendo a média dos cinco termopares distribuídos radialmente pela parte externa do tarugo (indicados por T5 a T9). Devido à alta condutividade térmica do cobre, e à pequena espessura de sua parede, observou-se que a variação radial da temperatura é desprezível onde os termopares foram fixados e a máxima influência nas medidas é inferior a $0,3^{\circ}\text{C}$. Portanto, essas medidas são representativas da temperatura na superfície em contato.

Dispondo-se das informações das temperaturas de cada superfície na interface e sabendo o fluxo de calor que atravessa o ferro ARMCO (corrigido o valor para área do contato cônico de interesse), pode-se então determinar a condutância térmica de contato dos protótipos de teste.

Para comparar os dados experimentais com os valores previstos pela correlação de CMY, é necessário conhecer condutividade térmica da junta, os parâmetros topográficos, a dureza e a pressão de contato. A condutividade térmica da junta é a média harmônica das condutividades térmicas dos dois metais de cobre em contato. Já os dados topográficos necessários são as rugosidades médias quadráticas efetivas e as inclinações médias absolutas efetivas. Finalmente, é necessário medir as microdurezas superficiais dos componentes em contato e a pressão sobre ele. As metodologias empregadas para determinar esses parâmetros da correlação de CMY são detalhadas nas seções seguintes desse capítulo, para então apresentar as incertezas do aparato experimental.

3.5 CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO COBRE

A condutividade térmica do cobre eletrolítico (99,9% de pureza) foi estimada por procedimento semelhante ao aplicado para o ferro ARMCO, ou seja, foi feita uma interpolação linear dos dados disponíveis em tabela da literatura (Ho, Powell e Liley (1974)) para temperaturas variando de 25°C e 200°C. A correlação resultante é:

$$k_{\text{Cobre}} = 402,7 - 0,0759T \quad (44)$$

sendo T a temperatura do cobre em °C, obtida a partir da médias das temperaturas de cada superfície da interface. Os valores das condutividades térmicas são usados no cálculo da média harmônica dos dois materiais em contato, isto é: $k_m = 2k_1k_2/(k_1 + k_2)$, onde k_1 e k_2 são as condutividades térmicas para cada material das superfícies em contato.

3.6 MEDIÇÃO DE MICRODUREZA SUPERFICIAL

O ensaio Vickers para medição de microdureza consiste na aplicação de pressão estática por meio de um penetrador de ponta de diamante em formato piramidal sobre a superfície do sólido estudado. Após aplicar a carga, a ponta de diamante, com ângulo entre as faces opostas do vértice de 136°, deixa uma impressão em formato de losango sobre a superfície. A norma ABNT(2008) descreve que a dureza Vickers é proporcional ao quociente obtido pela divisão da força de ensaio pela área inclinada da impressão, a qual é assumida ser uma pirâmide reta de

base quadrada e tendo no vértice o mesmo ângulo do penetrador. A norma define a seguinte equação para mensurar a dureza Vickers:

$$H_{ev} = \frac{2F \operatorname{sen}\left(\frac{136^\circ}{2}\right)}{d^2} \approx 0,189 \frac{F}{d^2} \quad (45)$$

na equação, H_{ev} é a dureza em Vickers para o ensaio padrão, F é a força aplicada em newtons e d é a média das diagonais da impressão em milímetros. Contudo, para o balanço de forças proposto por Cooper, Mikic e Yovanovich (1969) e, posteriormente, adaptado para o uso do indentador Vickers por Yovanovich e Hegazy (1983), deve-se utilizar a área aparente do contato e não a área inclinada da impressão do ensaio padrão. Logo:

$$H_v = 0,102F / d^2 \quad (46)$$

H_v é a dureza em MPa em relação à área aparente, F é a força aplicada em newtons e d é a média das diagonais da impressão, em milímetros.

A microdureza para cada superfície foi mensurada por um microdurômetro Leco modelo LM 100AT. Para realizar os testes nas superfícies cônicas dos tarugos, eles foram cerrados para o acesso do indentador. As medidas de microdureza ocorreram após o término dos experimentos de condutâncias térmicas das juntas. Foram executados dez ensaios para cada carga aplicada de 10, 25, 50, 100, 200 e 300 grama-força. Os valores medidos de microdureza em relação à área aparente (H_v) foram correlacionados ao comprimento médio das diagonais (d_v) pela relação de potência, indicada na equação 23, com o ajuste dos coeficientes de microdureza Vickers c_1 e c_2 . Com os valores de c_1 e c_2 correspondentes ao material menos duro, calcula-se a dureza do contato H_c com a equação 24. Esse é o parâmetro de dureza usado na correlação CMY. Os valores dos ensaios em relação à área aparente, as diagonais para cada ensaio, os coeficientes de dureza, assim como a dureza do contato para cada junta são apresentados no Apêndice B.

3.7 CARACTERIZAÇÃO DA TOPOGRAFIA DAS SUPERFÍCIES

Conforme já mencionado, dois parâmetros topográficos exercem bastante influência na condutância térmica de contato: a rugosidade média quadrática (σ_s) e a inclinação média absoluta (m_s). No modelo de

Cooper, Mikic e Yovanovich (1969), utilizam-se os valores efetivos calculados pelas equações 15 e 16. Assim, neste trabalho, cada superfície de contato foi caracterizada encontrando-se os valores de σ_1 , σ_2 e m_1 , m_2 .

O equipamento utilizado para obter os parâmetros topográficos foi um perfilômetro da Taylor Hobson, modelo Surtronic S-100. A agulha percorreu axialmente seis regiões da superfície de contato para criar um valor médio representativo dela. Uma amostragem padrão de cada percurso (*cut off*) é selecionado para calcular a rugosidade média quadrática (σ) e a inclinação média absoluta (m). O *cut off* de 2,5mm foi selecionado entre os valores padrão de 0,08, 0,25, 0,8, 2,5 e 8mm por um ensaio prévio que determina a rugosidade média, como determina a norma ASME (2009). Todas as medições para cada superfície estão detalhadas no apêndice C. Com os parâmetros topográficos de cada superfície, calculou-se os valores efetivos pelas equações 15 e 16. Os resultados obtidos são resumidos na tabela 1:

Tabela 1 – Valores efetivos da rugosidade média quadrática (σ) e inclinação média absoluta (m).

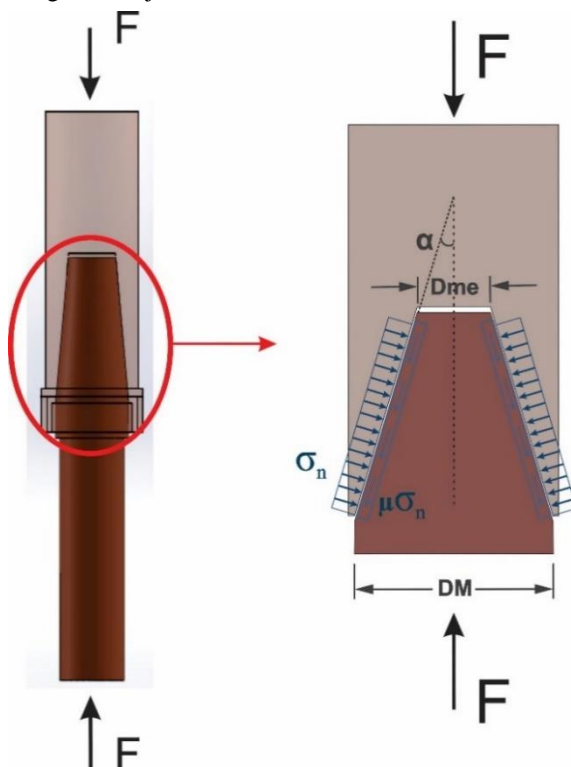
	Contato cônico 2°		Contato cônico 5°		Contato cônico 2°LAB	
	$\sigma[\mu\text{m}]$	m	$\sigma[\mu\text{m}]$	m	$\sigma[\mu\text{m}]$	m
Valores efetivos	4,44	0,25	4,83	0,20	1,35	0,09

3.8 MEDIDA DA PRESSÃO DE CONTATO

A leitura da força axial (F) aplicada à coluna de testes é feita por uma célula de carga do fabricante OMEGA®, modelo LC302-250 localizada acima da placa fria, como indica a figura 12. O sensor envia sinal em milivolts para o sistema de aquisição de dados que processa a informação, convertendo-a em força.

Como a conexão está em equilíbrio, uma reação a essa força axial surge. Ela é composta por uma componente paralela à superfície e outra normal. Na literatura, apenas a componente normal da pressão de contato (σ_n ou P , da correlação de CMY) é levada em consideração na análise da condutância térmica dos contatos. Essa pressão normal de contato pode ser determinada a partir da força axial aplicada e medida, conhecendo-se a geometria do cone e estimando-se o coeficiente de atrito estático (μ) entre as superfícies. A figura 14 ilustra essas informações em diagrama. Nela, α é o semiângulo do tronco de cone, DM é o diâmetro da base maior, Dme é o diâmetro da base menor.

Figura 14 – Diagrama da junta cônica

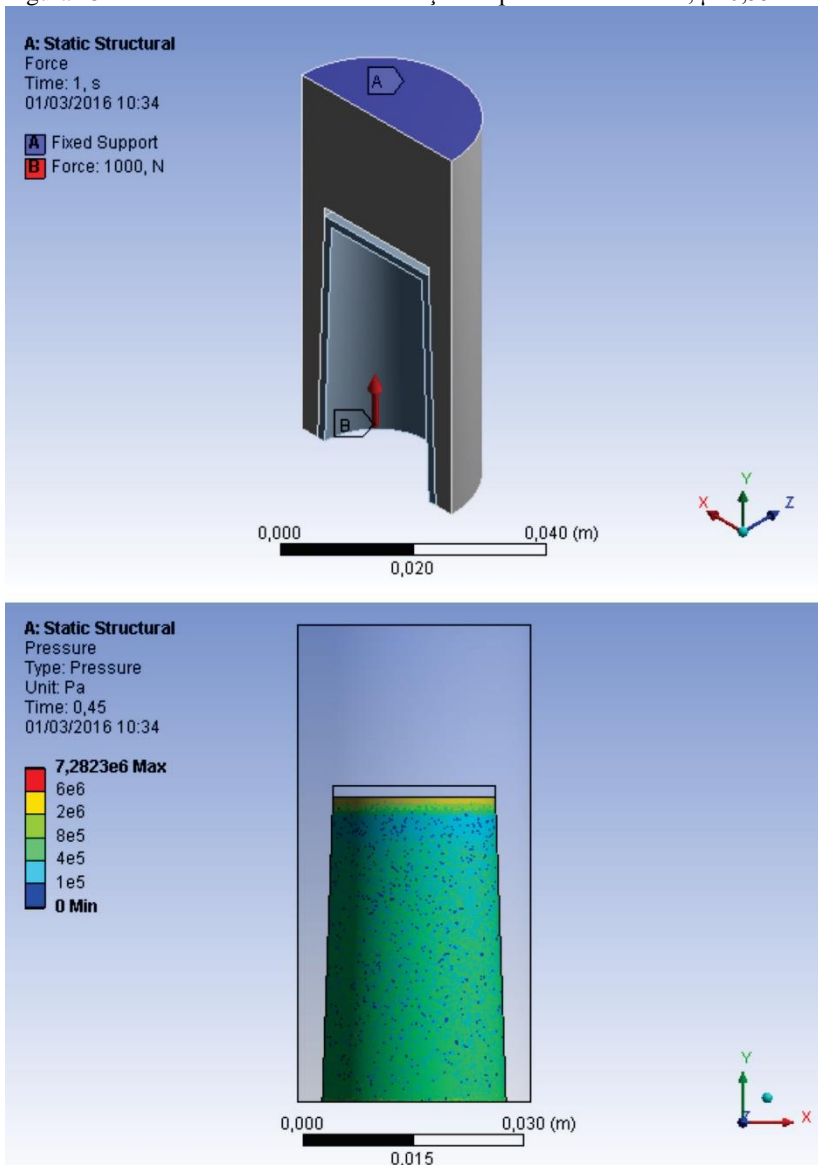


A força axial mensurada pela célula de carga se relaciona com a tensão normal por:

$$F = \int_A (\sigma_n \text{sen}(\alpha) + \mu \sigma_n \text{cos}(\alpha)) dA \quad (47)$$

Aqui, adotou-se a hipótese de que pressão de contato está uniformemente distribuída pela superfície cônica, de maneira equivalente ao modelo que é usualmente empregado em contato de embreagens cônicas novas. Uma simulação numérica usando o método de elementos finitos foi desenvolvida com objetivo de avaliar se essa condição é fisicamente consistente, apresentada na figura 15. O domínio usado na simulação foi seccionado em duas partes iguais devido à simetria e foi adotado o coeficiente de atrito estático de 0,55 entre as superfícies de

contato. Esse valor é considerado o menor possível para os experimentos (detalhes na seção 4.1). As condições de contorno da simulação são descritas na parte superior da figura 15. O topo do tarugo de cobre foi considerado como um suporte fixo e uma força de 1000 N foi aplicada axialmente no termossifão. Essa simulação avaliou o dobro da pressão máxima sobre o experimento, garantindo que as alterações do contato pelas deformações são inferiores ao exposto pela simulação. Os resultados são exibidos na parte inferior da figura 15. Pode-se observar que uma pequena área sobre a base menor do cone do termossifão possui pressão significativamente maior (cerca de $8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$) que o restante da interface. Essa região é ínfima em relação à toda área restante do contato que tem pressão aproximadamente constante e condizente ao valor analítico ($\approx 10^6 \text{ Pa}$). Portanto, utilizar o modelo de pressão uniformemente distribuída é uma aproximação condizente à física do problema.

Figura 15 – Análise numérica da distribuição de pressão no contato, $\mu=0,55$ 

A pressão normal do contato pode ser obtida por:

$$\sigma_n = P = F / A_c (\text{sen}(\alpha) + \mu \text{cos}(\alpha)) \quad (48)$$

sendo que A_c é a área da superfície cônica. A pressão de contato calculada acima é a usada na correlação de CMY para a comparação com os dados experimentais.

3.9 ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

A incerteza experimental da condutância térmica das juntas estudadas varia de acordo com as condições dos experimentos realizados. De maneira geral, as incertezas relativas às diferenças de temperaturas entre as superfícies em contato, seguidas pelas incertezas do valor da condutividade térmica do ferro ARMCO são as que mais contribuíram para as incertezas obtidas para a condutância térmica de contato. As demais fontes de incerteza foram pouco significativas. São elas: a incerteza do gradiente de temperatura no fluxímetro (ferro ARMCO) e as incertezas geométricas do condensador cônico e da medida da área de contato do fluxímetro.

As condutâncias térmicas de contato medidas para as juntas de 2° e 5° apresentam uma faixa de incerteza variando entre 8% e 12% para a junta operando em vácuo e sem fluido intersticial. O menor valor da incerteza ocorre nos experimentos sujeitos a pouca carga axial e, o maior valor, para a carga máxima. Contudo, para a junta 2°LAB, os valores da faixa são significativamente maiores, variam de 15% a 30%. Esse aumento se deve a menor diferença entre as temperaturas medidas das superfícies, o que aumenta a incerteza dos testes. O mesmo ocorre quando se mede a condutância térmica das juntas com pasta térmica entre as superfícies. No caso extremo, para junta de 2°LAB com carga axial máxima, a incerteza alcança 68% já que a diferença de temperatura é de apenas 1,2°C. A tabela 2 mostra um resumo das incertezas medidas.

Tabela 2 – Resumo das incertezas de medição.

	Condutividade térmica de contato (h_c)					
	2°		5°		2°LAB	
	Menor carga	Maior carga	Menor carga	Maior carga	Menor carga	Maior carga
Incerteza das dimensões	1%	1%	1%	1%	≈ 0%	≈ 0%
Fluxo de calor	38%	29%	66%	42%	17%	4%
ΔT entre as superfícies	61%	70%	33%	57%	82%	96%
	Condutividade térmica da junta (h_j) Fluido intersticial: Ar					
Incerteza das dimensões	1%	1%	1%	1%	≈ 0%	≈ 0%
Fluxo de calor	43%	32%	59%	36%	9%	4%
ΔT entre as superfícies	56%	67%	40%	63%	91%	96%
	Condutividade térmica da junta (h_j) Fluido intersticial: Pasta térmica					
Incerteza das dimensões	≈ 0%	≈ 0%	≈ 0%	≈ 0%	≈ 0%	≈ 0%
Fluxo de calor	8%	7%	8%	8%	2%	1%
ΔT entre as superfícies	92%	93%	92%	92%	98%	99%

4 RESULTADOS

Neste capítulo, os resultados relativos às medições experimentais das condutâncias térmicas das juntas cônicas dos protótipos são apresentados, discutidos e fisicamente interpretados. A ordem do capítulo segue pela apresentação e comparação dos dados de condutância térmica de contato com a correlação de Cooper, Mikic e Yovanovich (1969), seguida pelos resultados da influência da presença de fluido nos interstícios do contato para, então, demonstrar os resultados da Junta 2°Lab.

4.1 CONDUTÂNCIA TÉRMICA DE CONTATO DAS JUNTAS CÔNICAS

Em um primeiro momento, as juntas térmicas com semiângulos cônicos de 2° e 5°, fabricadas por uma empresa de usinagem, foram testadas em vácuo. Nesta situação, não há fluido intersticial (portanto, não há condução de calor por fluido) e o efeito da radiação é desprezível, devido à baixa temperatura. Assim, mediu-se exclusivamente a condução pelas regiões de contato real, isto é, a condutância térmica de contato (h_c).

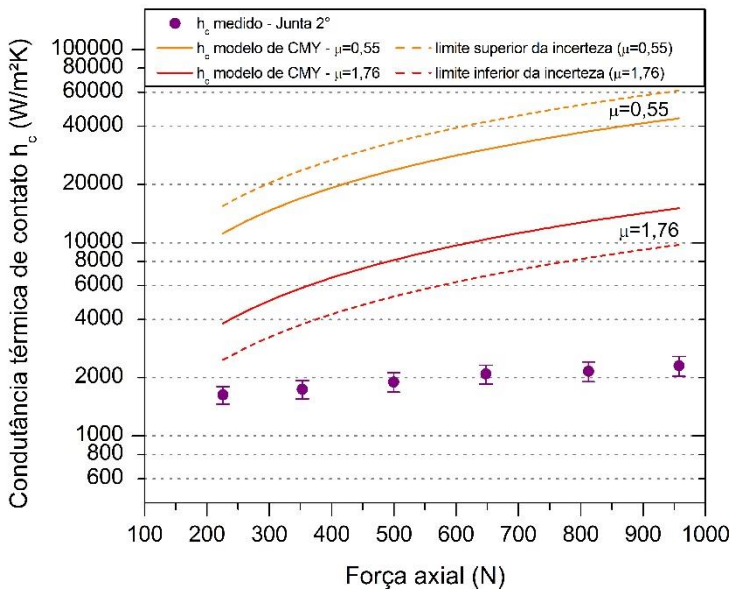
As cargas axiais empregadas sobre as juntas foram de aproximadamente 200, 350, 500, 650, 800 e 950 newtons. Para comparar a condutância térmica de contato à correlação de CMY, é necessário conhecer a pressão de contato P . A equação 48 define a relação entre a força axial e a pressão de contato. Essa equação requer o coeficiente de atrito estático (μ) entre as superfícies. Numa pesquisa em tribologia, foram encontradas várias referências tabuladas com valores significativamente distintos para μ entre superfícies de cobre. Feynman, Leighton e Sands (1963) destacam que a variação dos valores disponíveis se deve à grande complexidade que envolve o contato das superfícies e fatores como presença de contaminantes, formação de óxidos, dureza das superfícies, força normal e ambiente de vácuo contribuem para essa variedade de valores de coeficientes. Portanto, não se deve definir o atrito apenas tendo o material em contato como referência, ainda que sejam comuns na literatura tabelas simplistas, que apresentam valores deste coeficiente em função apenas do material das superfícies. Além disso, esses autores afirmam que, apesar de não ser uma tarefa fácil, é possível obter medidas experimentais confiáveis, desde que os diversos parâmetros de influência sejam devidamente controlados.

Para contrapor a esse inconveniente de não se ter um único valor de μ , optou-se por utilizar dois valores considerados limites. O primeiro

foi obtido por um experimento conduzido na presença de gás não reativo (hélio) e as superfícies de cobre em contato devidamente limpas. O valor de 1,76, considerado relativamente alto aos usualmente encontrados, foi citado por Blau (2008). O segundo coeficiente foi medido por Rabinowicz (1971), também referenciado em Blau (2008). Ele realizou as medidas com o método de deslizamento em plano inclinado e em pressão ambiente com umidade relativa de 50%. O coeficiente de atrito estático de 0,55 foi obtido nessa condição.

Os dois coeficientes de atrito estático considerados limites foram usados para calcular a pressão de contato (ver seção 3.8) que é um dos parâmetros da correlação de CMY. Para a junta cujo tronco de cone tem semiângulo de 2° , os resultados dessa correlação (válida para o primeiro carregamento de superfícies conformes) são apresentados na figura 16. Nela, também são exibidas, em função da força axial, as condutâncias térmicas de contato medidas experimentalmente para o primeiro carregamento dessa junta com 2° .

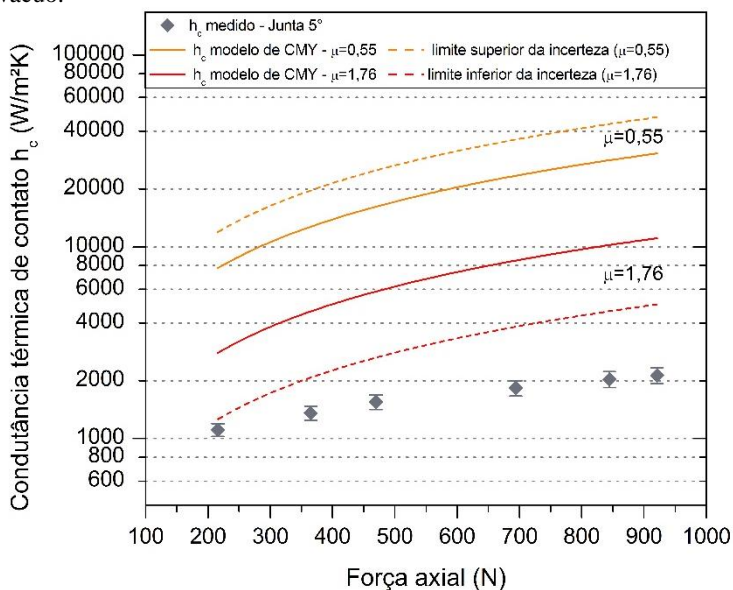
Figura 16 – Resultado de medição para o primeiro carregamento da junta de 2° em vácuo.



Nota-se que as condutâncias térmicas de contato medidas, indicadas pelos pontos com as respectivas faixas de incerteza, são inferiores aos valores previstos pela correlação de CMY, mesmo no caso

extremo, para um coeficiente de atrito $\mu = 1,76$, em que a pressão do contato é mínima. Para que o ponto mensurado com carga máxima se enquadrasse na faixa de superfícies conformes (, o coeficiente de atrito entre as superfícies deveria ser de 12,8, o que não condiz com os valores encontrados na literatura. Este resultado indica que a superfície cônica estudada não é conforme, como adotado no modelo teórico. Em outras palavras, as ondulações das superfícies não são corrigidas pela pressão imposta e há regiões onde os pontos de contato estão concentrados e outras onde o contato é quase inexistente. Dessa forma, a área de contato real é menor e o fluxo de calor que atravessa as superfícies sofre uma maior macroconstrição, impactando a condutância térmica. O mesmo comportamento é verificado para juntas cujo tronco de cone tem semiângulo de 5° , como exhibe a figura 17:

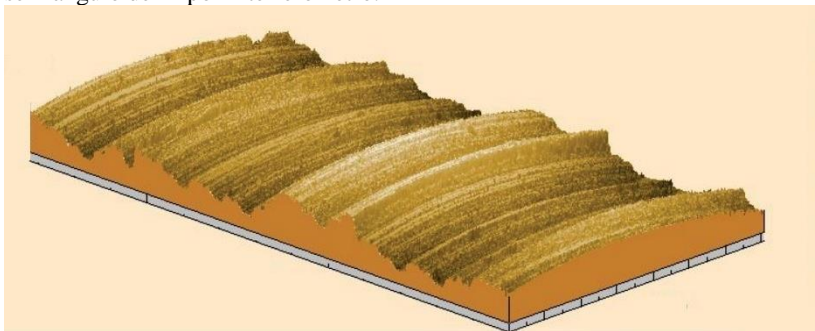
Figura 17 – Resultado de medição para o primeiro carregamento da junta de 5° em vácuo.



A não conformidade das superfícies usinadas é devido ao processo de fabricação empregado, o torneamento, que cria superfícies com ondulações sobrepostas de maior e de menor comprimentos. A figura 18 apresenta a superfície do condensador cônico de 2° , obtida por um interferômetro óptico. Esse equipamento utiliza as propriedades de onda da luz para comparar a diferença de trajeto de um feixe de luz lançado na

superfície de ensaio com outro lançado a uma referência. A partir disso, uma imagem da superfície de teste é formada, como indica figura 18. Nela, é possível identificar as ranhuras características da ferramenta de corte. Observa-se que as ranhuras típicas do passo da ferramenta estão sobrepostas às ondulações maiores, com comprimento de onda de aproximadamente quatro vezes o comprimento de onda da rugosidade de menor tamanho. Os vales das ondulações de maior comprimento não entram em contato com a outra superfície, mesmo com elevada pressão de contato. Com isso, para atravessar a interface, as linhas de fluxo de calor sofrem macroconstrição devido a essas irregularidades.

Figura 18 – Representação da superfície do condensador do termossifão com semiângulo de 2° por interferômetro.



Outra constatação dos gráficos das figuras 16 e 17 é que a taxa de crescimento da condutância térmica de contato do experimento, medida em relação à força axial, não coincide com o expoente de 0,95 da correlação de CMY. Esse fato colabora ainda mais para a hipótese de que as superfícies estudadas não são conformes e gaussianas como as do modelo teórico.

Após o primeiro carregamento, novos experimentos foram executados em condições similares. O intuito é verificar se a aplicação e remoção da carga alteram a condutância térmica de contato, em virtude das deformações plásticas dos picos de rugosidade entre as peças. Os resultados não identificaram distinção entre o primeiro carregamento e os subsequentes e as possíveis variações da condutância entre os ciclos de carga estão dentro das incertezas de medição. Esse fato é de interesse para as conexões de tomadas térmicas em aeronaves, já que seu uso requer acoplamentos e desacoplamentos consecutivos. As figuras 19 e 20 exibem os resultados obtidos para contato cônicos de semiângulo 2° e 5° , respectivamente.

Figura 19 – Comparativo entre 1º e 2º carregamento para a junta cônica de 2º em vácuo.

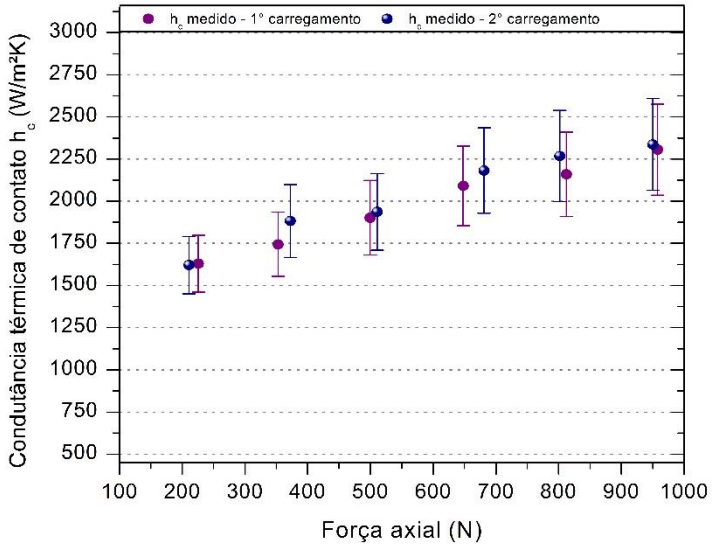
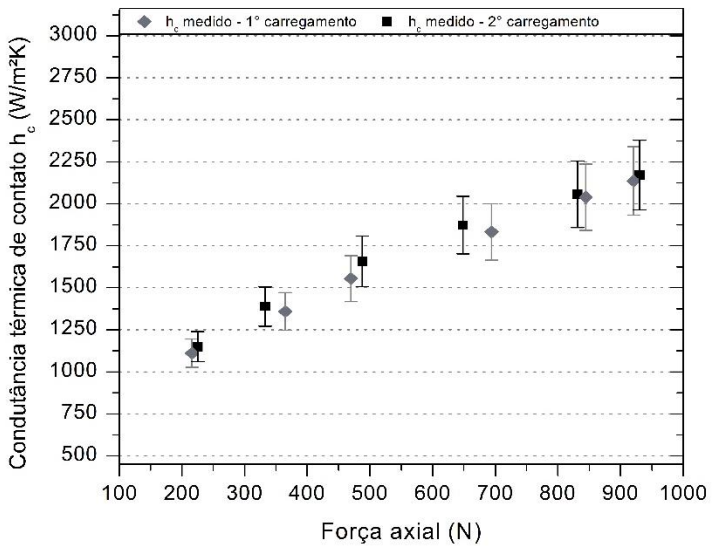
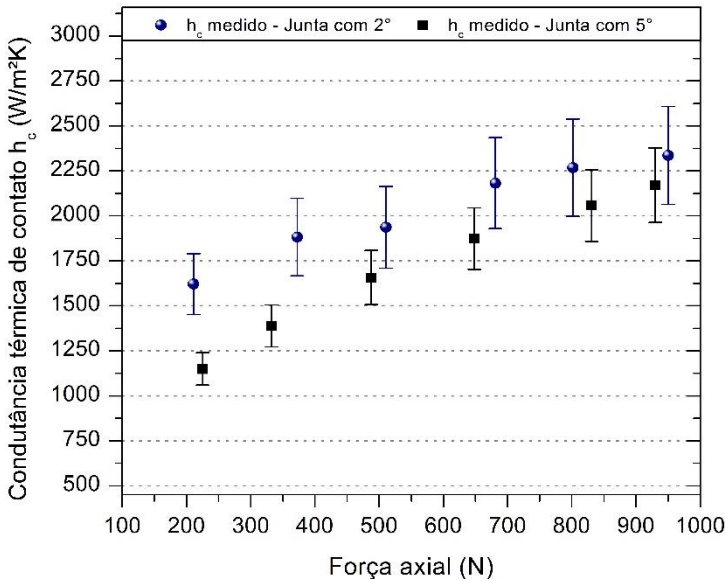


Figura 20 – Comparativo entre 1º e 2º carregamento para a junta cônica de 5º em vácuo.



Em um comparativo entre as juntas de 2° e 5° , demonstrado na figura 21, observa-se que a condutância é um pouco maior para a de 2° . Isso se justifica nessa junta por três motivos: primeiro, o menor valor para a razão entre σ/m ; segundo, a maior pressão normal ao contato, em consequência da geometria; e, terceiro, a desvios geométricos que são distintos entre as duas juntas. Acredita-se que esse último fator é ainda mais intenso para pequenas forças axiais e à medida que se aumenta essa força, as deformações dos cones tendem a corrigi-los.

Figura 21 – Comparativo das juntas de 2° e 5° em vácuo.



Nos experimentos realizados, também foi avaliado o comportamento das juntas cônicas durante o processo de descarregamento. Após alcançar a carga máxima, a força axial foi gradativamente reduzida para os valores próximos aos testados durante o carregamento e aguardado até o regime permanente. Os resultados mostram claramente que a condutância térmica de contato se mantém quase constante no processo de descarregamento. Esse efeito se remete ao autotravamento que ocorre em acoplamentos cônicos, principalmente, quando o semiângulo é inferior a 8° , como expõem Budynas e Nisbett (2008). Aqui, o atrito entre as superfícies, a dilatação térmica e a contração elástica dos materiais da junta colaboram para o autotravamento e todos os experimentos realizados demonstram a

existência da histerese da condutância térmica de contato da junta, reproduzidos nas figuras 22 e 23.

Figura 22 – Processo de carregamento e descarregamento, junta cônica de 2° em vácuo.

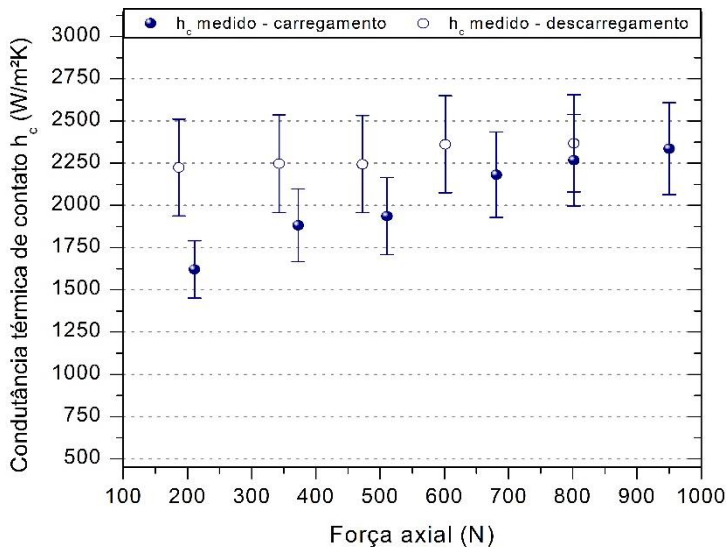
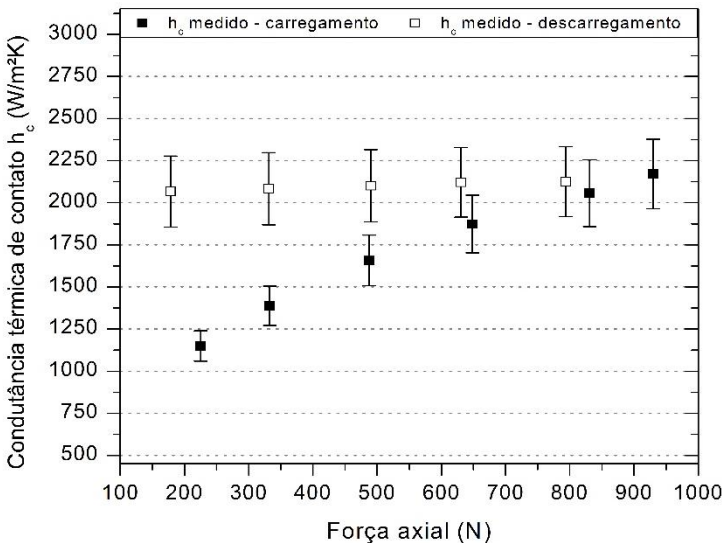


Figura 23 – Processo de carregamento e descarregamento, junta cônica de 5° em vácuo.



Pensando na aplicação aeronáutica, a construção da junta para transferência de calor também necessita de um mecanismo que pressione as superfícies em contato para conseguir maior taxa de transporte de calor, ou seja, menor resistência de contato. Ele pode ser uma junta aparafusada, um fixador, ou mesmo uma porca que crie a força axial a partir do torque.

O efeito de histerese, observado nos experimentos e ilustrado nas figuras 22 e 23, tem papel importante sobre a segurança do trocador de calor passivo. Isso porque ele mantém o valor da taxa de transferência de calor em quantidade próxima à máxima, mesmo na ocorrência de falha do sistema de pressão da interface. Em aplicação aeronáutica, a segurança é primordial e a indústria exige o conceito à “prova de falhas” nos projetos. Assim, tal efeito é desejado, uma vez que garante o correto resfriamento dos componentes eletrônicos, mesmo com a falha no sistema de pressionamento.

Mantendo o foco na aplicação aeronáutica, também é interessante estudar a influência do fluido intersticial na condutância térmica da junta, já que a aeronave não estará em condição de vácuo. Dois fluidos intersticiais foram avaliados: ar e pasta térmica (fluido de alta condutividade da Omega® OT201-16). Os resultados são apresentados na seção seguinte.

4.2 CONTRIBUIÇÃO DA CONDUÇÃO DE CALOR PELOS INTERSTÍCIOS

As figuras 24 e 25 mostram o comparativo entre o comportamento da junta sem fluido intersticial (na câmara de vácuo) e com ar em pressão ambiente preenchendo a folga existente entre as peças. Nessa última condição, a coluna de testes foi envolta em um isolante térmico para prevenir perda por convecção através da estrutura, mantendo os fluxos de calor axiais.

Figura 24 – Comparativo entre junta de 2° sem fluido intersticial e com ar.

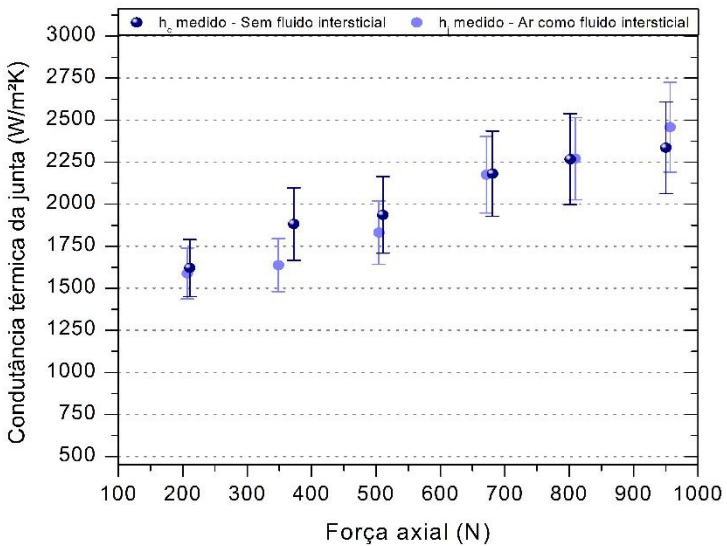
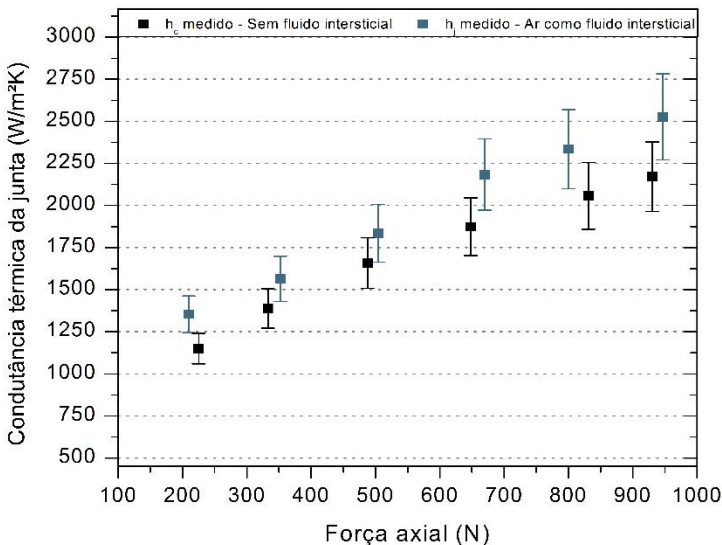


Figura 25 – Comparativo entre junta de 5° sem fluido intersticial e com ar.



Os pontos medidos na presença de ar, para a junta cônica com semiângulos de 2°, são quase coincidentes aos medidos em vácuo. Já para a junta com 5° de semiângulo a presença de ar nos interstícios afeta sensivelmente a condutância térmica, porém as diferenças ainda se encontram dentro da faixa de incerteza das medidas. Em princípio, dois efeitos poderiam ser associados ao pequeno aumento da condutância térmica da junta: a condução pelo ar e a redução do coeficiente de atrito entre as superfícies em contato. Ao estudar esses dois efeitos, nota-se que, mesmo que a condução do cobre ocorra em cerca de 1% da área aparente do contato, como sugere Bahrami, Yovanovich e Culham (2004), ela ainda seria responsável por mais de 99% da transferência de calor entre as superfícies. Isso acontece por causa da elevada condutividade térmica do cobre em relação à do ar. Acredita-se que a diferença registrada no valor da condutância térmica da junta de 5° com ar nos interstícios é devido, na verdade, a um menor coeficiente de atrito, uma vez que nesse caso a força normal de contato é maior, considerando-se uma mesma força axial. A redução do atrito pode ser atribuída ao acúmulo de óxido na superfície de contato durante o experimento. Apesar de ambas as juntas terem apresentado oxidação, acredita-se que a peça de 5° tenha apresentado um maior nível de oxidação que a de 2°. O coeficiente de atrito depende do grau de limpeza das superfícies antes dos testes, do

tempo de exposição às temperaturas mais elevadas e do nível da temperatura. No presente caso, não foi adotado rigorosamente o mesmo processo de limpeza prévia das peças e os tempos dos experimentos não foram iguais, de forma que apareceram diferenças no estágio de oxidação das peças.

Vale destacar, como já observado, que a diferença da condutância térmica das juntas sem fluido intersticial e com ar é quase irrelevante. O que também leva a concluir que, apesar de existir, há pouca variação no coeficiente de atrito entre as superfícies sujeitas ao vácuo e preenchidas com ar nos interstícios. Por outro lado, quando o fluido intersticial é uma pasta térmica, a diferença passa a ser bastante visível. A condutância térmica da junta é mais que quatro vezes a condutância térmica dessa mesma junta sem o fluido intersticial e em vácuo. A pasta térmica, além de lubrificar as superfícies e reduzir o atrito, também é capaz de conduzir uma quantidade significativa de calor, já que sua condutividade térmica de $2,3 \text{ W/m K}$, é expressivamente maior que a do ar ($0,034 \text{ W/m K}$).

É óbvio que, quanto maior a condutância térmica da junta, menor a diferença de temperaturas medida na interface. Como nos testes com pasta térmica as diferenças de temperatura entre as superfícies são pequenas (menor que 4°C), a influência dos erros de leitura das temperaturas são grandes, aumentando drasticamente a incerteza na determinação da condutância térmica da junta. É importante ressaltar que a junta com pasta térmica também apresenta histerese, como demonstra os gráficos das figuras 26 e 27.

Figura 26 – Comparativo da condutância térmica das juntas de 2° sem fluido intersticial e com pasta térmica.

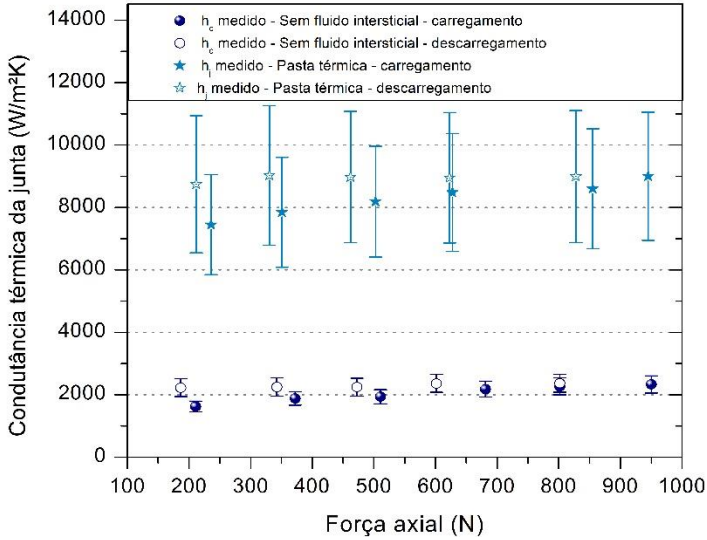
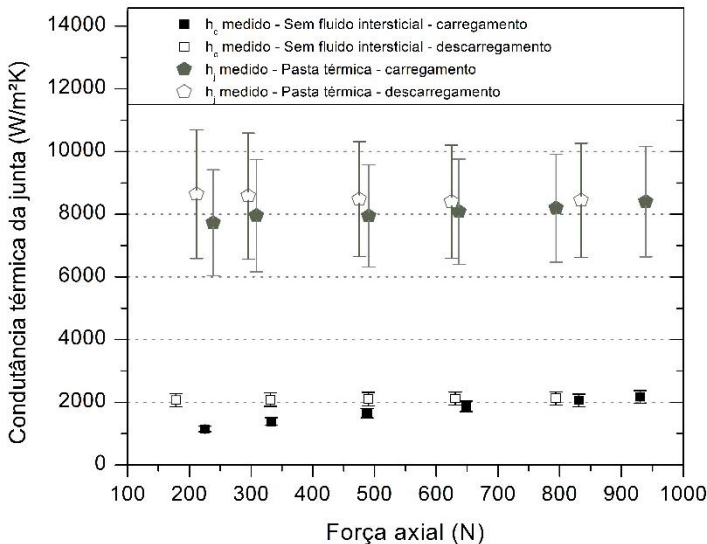


Figura 27 – Comparativo da condutância térmica das juntas de 5° sem fluido intersticial e com pasta térmica.



Deve-se, neste ponto da pesquisa, verificar quão não conformes são as superfícies de contato testadas. Há dois principais motivos para se supor que as superfícies são não conformes: a grande discrepância entre as condutâncias térmicas de contato medidas e as previstas pela correlação de CMY, assim como o expressivo aumento da condutância térmica da junta na presença de pasta térmica nos interstícios. O grande afastamento dos dados em relação à correlação de CMY indica que a área de contato real é muito inferior à prevista pelo modelo, o qual considera que os contatos de superfícies conformes e gaussianas são distribuídos ao longo de toda a área aparente de contato. A presença de folga entre as superfícies torna a influência da pasta térmica ainda mais significativa na condutância térmica da junta, reforçando a hipótese da não conformidade.

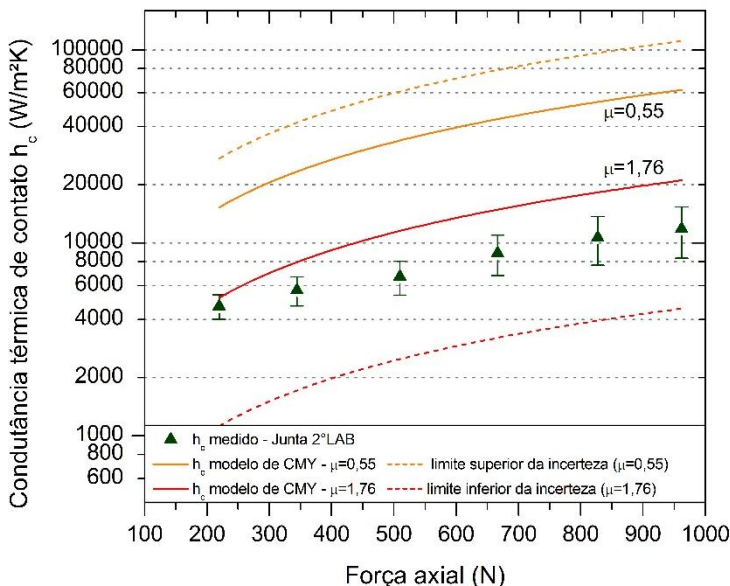
Acredita-se que a má distribuição dos pontos de contato não pode ser atribuída apenas às imperfeições das superfícies de contato devido ao processo de usinagem adotado, como na figura 18. A principal suspeita para a origem dos desvios geométricos recai sobre a precisão do ângulo cônico dos encaixes. Isso porque as juntas foram fabricadas uma por vez e o ângulo do carro superior no torno, responsável pelo corte cônico, pode ter sido alterado entre a fabricação do condensador do termossifão e do tarugo. Com isso, o erro do ângulo do cone é composto por erros no ajuste do ângulo do carro do torno, além das parcelas inerentes à fabricação, como folgas do torno e vibrações. Objetivando mitigar esse erro, uma junta foi inteiramente fabricada no próprio Laboratório de Tubos de Calor, com o cuidado de manter, desta vez, o ângulo do carro superior do torno inalterado entre a fabricação das duas peças.

A maneira encontrada para produzir as peças do encaixe, sem alterar o ângulo do carro superior, foi inverter o sentido de rotação da árvore. Isto é, usinou-se primeiro o condensador para, na sequência, cortar o tarugo com sentido de rotação da árvore invertido. O ângulo de 2° para a nova amostra foi escolhido para permitir uma comparação com os resultados anteriores. O novo processo de fabricação resultou num acabamento superficial diferente, com o valor da rugosidade média quadrática e da inclinação média absoluta menores que o da junta original. Os resultados da junta nomeada por “2° LAB” são apresentados a seguir.

4.3 JUNTA 2° LAB

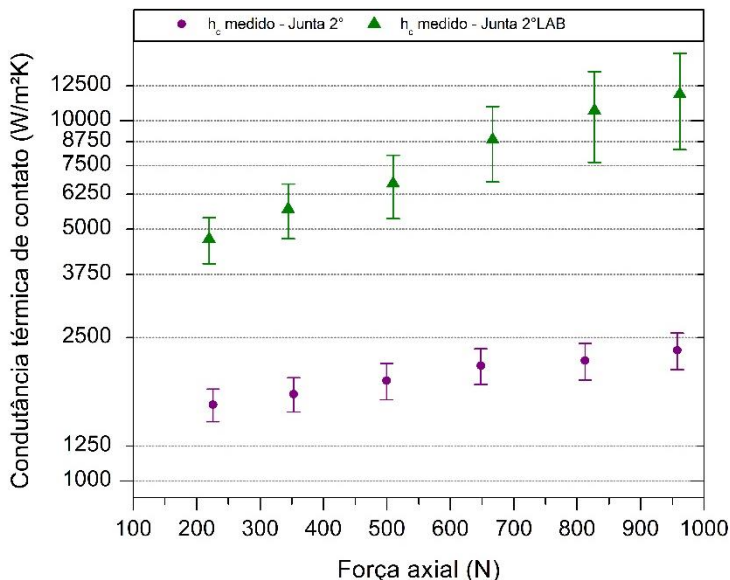
A junta 2°LAB foi inicialmente testada no vácuo, em condições semelhantes às aplicadas nos testes anteriores. Nestes testes, também foi considerado que a maior parcela da transferência de calor da junta ocorre nos pontos de contato real. A comparação dos dados experimentais com os resultados obtidos pela correlação de CMY, para os mesmos coeficientes de atrito considerados limites na seção anterior, está representada na figura 28.

Figura 28 – Resultado de medição da condutância térmica de contato para a junta de 2°LAB em vácuo.



Nesse caso, os dados experimentais da junta 2° LAB estão dentro da faixa de resultados teóricos da correlação de CMY para a mesma faixa de coeficientes de atrito usados nas análises de dados anteriores. Nota-se que a condutância térmica de contato é expressivamente maior para esta nova junta. A figura 29 mostra uma comparação entre os valores medidos das duas juntas cônicas com semiângulo de 2° (fabricada por uma empresa e produzidas no Labtucal) onde a diferença entre os resultados é óbvia. O aumento percentual é de quase 300% para pequena carga e ultrapassa 500% na carga máxima.

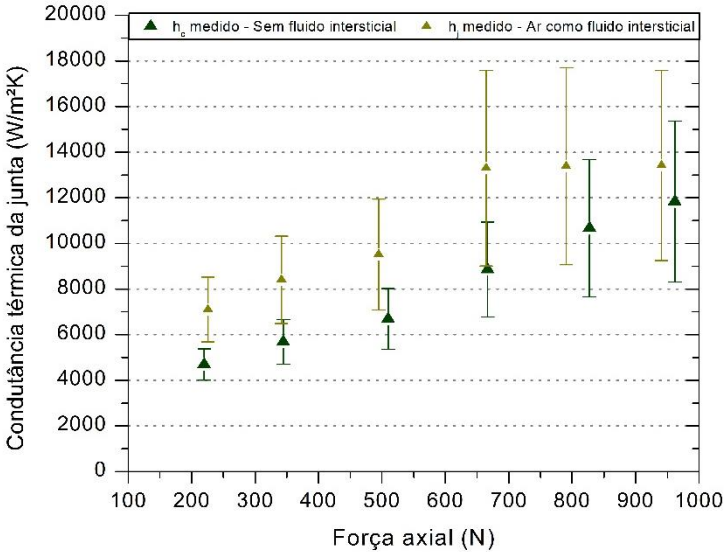
Figura 29 – Comparativo entre a junta 2° e 2°LAB.



Apesar de os valores σ e m serem menores para a junta produzida no Labtucal (tabela 7), a razão entre estes dois parâmetros não varia muito em relação à junta produzida pela empresa de usinagem. Com isso, a curva teórica CMY também não se altera expressivamente. Assim, os maiores valores de condutância térmica de contato para a junta de 2°LAB se justificam pelo cuidado mencionado em minimizar os desvios geométricos do seu ângulo cônico.

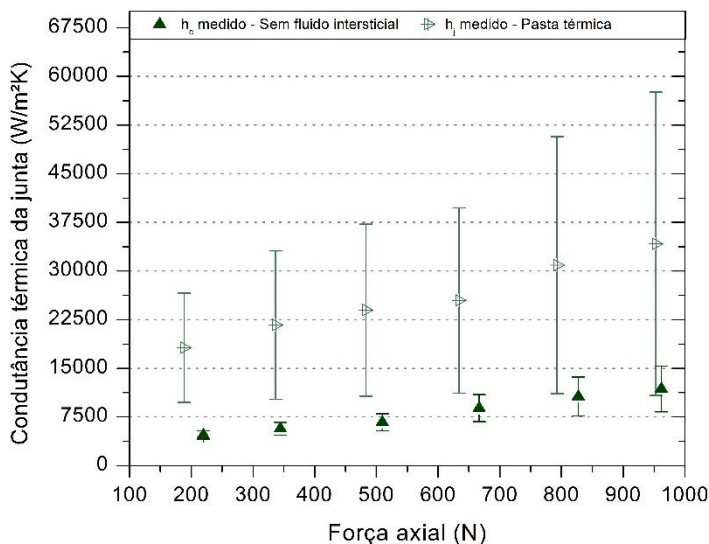
A influência do fluido intersticial também foi estudada. Com ar nos interstícios, a junta teve um comportamento semelhante ao observado para a junta com semiângulo de 5°, fabricada por uma empresa do mercado. A explicação para este comportamento é a mesma, ou seja, a condutância térmica da junta com o ar é ligeiramente superior ao da mesma junta na câmara de vácuo devido à variação do coeficiente de atrito. A figura 30 expõe os resultados obtidos para a junta 2° LAB, em ambiente de vácuo e com interstícios preenchidos por ar.

Figura 30 – Comparativo para a junta 2°LAB, testada em vácuo e com ar.



Finalmente, foi realizado o teste com pasta térmica na interface. Um aumento sensível da condutância térmica é observado, como mostra a figura 31. Com a carga mínima, esse aumento é de cerca de 390% e decai até praticamente se estabilizar em 290% a partir de 650N. Este ganho advém da redução do atrito e da maior condutividade térmica, porém ele é inferior ao observado nas demais juntas testadas. Isso porque, anteriormente, existiam grandes regiões sem contato real entre as superfícies em virtude de folgas e, ao preenchê-las com pasta térmica, o efeito é expressivo. Agora, partes daquelas regiões estão efetivamente próximas e em contato, devido ao processo de fabricação que corrigiu uma parcela dos desvios geométricos. Assim, o efeito da pasta térmica se restringe aos interstícios. Como já observado anteriormente, a incerteza das medidas da condutância térmica aumenta drasticamente em virtude da pequena diferença de temperatura, de apenas 1,2°C, observada entre as superfícies.

Figura 31 – Comparativo para a junta 2°LAB testada em vácuo e com pasta térmica.



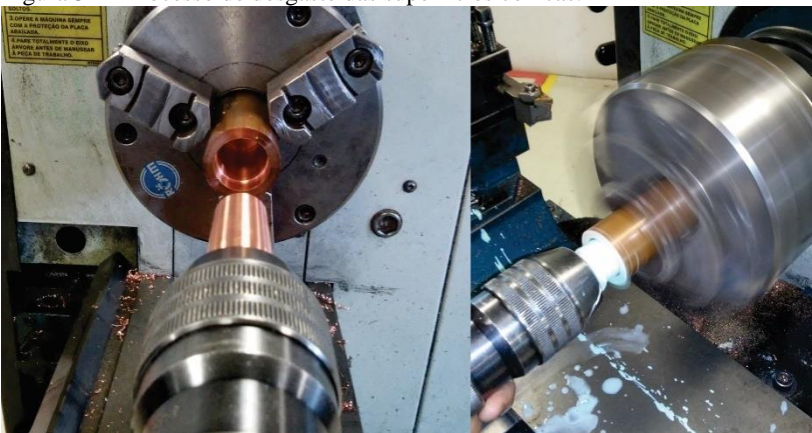
Os resultados comprovam que a hipótese de desvio geométrico do ângulo cônico tem grande importância na condutância térmica da junta e qualquer tentativa de fabricar uma interface para transferência de calor entre trocadores de calor passivos para aeronaves deve atentar ao processo de fabricação. Pelos resultados, a junta 2°LAB com pasta térmica obteve desempenho quase quatorze vezes maior que a junta 2° com ar nos interstícios, atendendo às exigências de transporte de calor dos componentes eletrônicos das aeronaves.

Contudo, uma pergunta que surge é: existiria alguma maneira de fabricar uma junta cônica que minimizasse ainda mais os desvios geométricos e se aproxime do modelo de superfícies conformes, ou seja, aquelas que apresentam as maiores condutividades térmicas e para as quais a correlação de CMY foi desenvolvida?

Uma proposta de solução a esse problema é inspirada nas embreagens cônicas. Se as superfícies do contato fossem acopladas, e se estas se desgastassem umas contra as outras, existiria a garantia de que o ângulo delas permaneceria aproximadamente os mesmos. Ademais, o desgaste removeria parte das irregularidades provocadas pelo processo de usinagem, fazendo com que as superfícies tendessem à conformidade como considerado no modelo da correlação CMY.

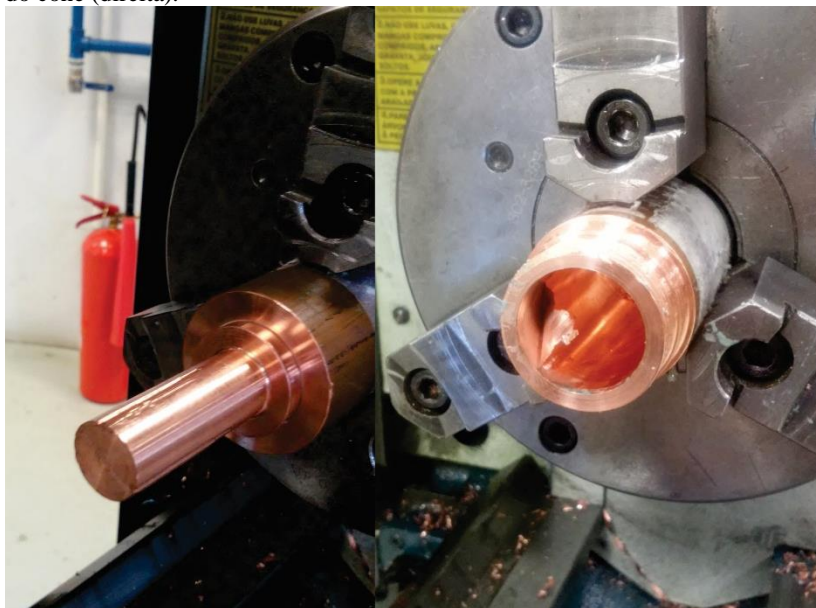
No laboratório, tentou-se colocar em prática essa ideia. Um protótipo de um cone macho, com semiângulo de 2° foi posto para se desgastar em seu acoplamento fêmea. O cone preso no contraponto de um torno universal foi manualmente pressionado no tarugo que estava conectado à árvore do torno em rotação. Uma mistura aquosa de abrasivos, composta por alumina e carbonato de cálcio foi usada para acelerar o desgaste das superfícies. A figura 32 exibe à esquerda as peças separadas e à direita durante o processo de desgaste.

Figura 32 – Processo de desgaste das superfícies cônicas.



Ao pressionar o encaixe cônico para desgaste, após alguns segundos, ocorreu emperramento e as ferramentas disponíveis no laboratório não foram capazes de desacoplá-lo. Consequentemente, as duas peças que compõem a junta foram descartadas. Para avaliar visualmente o desgaste nesse pequeno período de tempo, cortou-se o cone macho e observou-se que uma fina película proveniente do macho, ficou aderida à superfície do furo (fêmea), que não sofreu desgaste significativo. A figura 33 mostra, na parte esquerda, o encaixe emperrado e, na direita, a película que restou do cone macho, após sua remoção forçada.

Figura 33 – Emperramento do cone durante desgaste (esquerda) e camada restante do cone (direita).



Procedimento semelhante foi aplicado para mais uma tentativa de fabricar um protótipo de encaixe macho e fêmea, porém a força axial aplicada foi menor, apenas o necessário para ocorrer um toque suave das superfícies. Infelizmente, o desgaste entre as superfícies provocou o desprendimento de material de maior granulometria das quinas da base menor do cone. Este material foi arrastado por toda superfície do cone, criando frisos profundos, que comprometeram a superfície de contato, como exibe a figura 34.

Figura 34 – Sulcos provocados pelo desprendimento de material durante desgaste das superfícies.



Apesar das tentativas frustradas de produzir um acoplamento semelhante ao de uma embreagem cônica, acredita-se que ele ainda seja viável. Para trabalhos futuros, pode-se tentar materiais abrasivos específicos que mantenham uma boa lubrificação entre as superfícies durante o desgaste. Neste ponto, o principal problema a ser resolvido deixa de ser ciências térmicas e passa ser de fabricação mecânica.

O problema da não conformidade das superfícies já era esperado. A fabricação de peças conformes vem sendo o principal gargalo dos trabalhos sobre resistência térmica de contato. Na maioria das pesquisas que apresentam dados experimentais, existe grande zelo pela preparação das superfícies e, mesmo para o caso de geometrias planas (mais simples), o processo é bastante laborioso. Como já mencionado, para obter superfícies planas conformes, as ondulações devem ter dimensões inferiores às da rugosidade, e para isso, as superfícies são inicialmente lapidadas num disco giratório horizontal, de forma que elas tenham um desvio de planicidade de, no máximo, 1 micrometro.

No caso da junta cônica, não é possível empregar o método tradicional de lapidação. Portanto, um novo processo precisa ser desenvolvido para se obter juntas conformes e rugosas no intuito de melhorar ainda mais o desempenho de juntas para a aplicação na indústria aeronáutica.

5 SÚMULA E CONCLUSÕES

Um estudo experimental de juntas cônicas que funcionem como tomadas térmicas entre evaporador de termosifão em circuito e condensadores de trocadores de calor passivos foi apresentado. Avaliou-se a condutância térmica das juntas em ambiente de vácuo e em pressão ambiente. Na situação de vácuo, os resultados foram comparados à literatura pela correlação de CMY e, em pressão ambiente, analisou-se a influência do fluido intersticial (ar e pasta térmica).

O estudo demonstrou que utilizar conexões cônicas para transferir calor entre trocadores de calor passivo requer processos de fabricação adequados. A ferramenta de corte da usinagem cria ondulações nas superfícies dos cones que reduzem a capacidade de transferência de calor. Além disso, a imprecisão no ângulo cônico é um empecilho na condutância da junta. Portanto, técnicas de fabricação que minimizem essas irregularidades devem ser consideradas. A proposta mais promissora é uma conexão que se desgaste de maneira semelhante entre os dois componentes em contato, pois se garante a coincidência do ângulo e remove parte das imperfeições da usinagem.

A revisão bibliográfica mostra que conexões com pequenos valores de semiângulo cônico (inferiores a 8°), como o exemplo das testadas nesse trabalho, são mais adequadas para a presente aplicação de refrigeração dos componentes eletroeletrônicos na aviação. Para estes ângulos, o efeito da histerese térmica/mecânica, observada ao remover a pressão axial sobre a da junta, favorece a segurança do dispositivo. Ademais, à medida que o ângulo diminui, maior é a pressão do contato, o que favorece a condução, e maior é a área de troca térmica (considerando-se que a base do tronco de cone é constante).

O estudo da influência do fluido intersticial realizado mostrou que o ar não tem papel significativo na condutância térmica da junta. Contudo, o mesmo não foi constatado para a pasta térmica. Este fluido aumenta em, pelo menos, 290% a condutância térmica quando comparada com a junta sem fluido intersticial. Portanto, recomenda-se que seu uso seja avaliado na aplicação aeronáutica.

Para trabalhos futuros, a principal linha de desenvolvimento é o processo de fabricação das superfícies. O desafio é produzir um encaixe conforme entre as superfícies, o que requer que as peças macho e fêmea tenham o semiângulo do cone truncado praticamente idênticos. Trabalhos na literatura reportam que, a partir de não conformidades de superfície de contato de apenas de 1 micrometro, tem-se perdas significativas nas condutâncias térmicas de contato.

REFERÊNCIAS

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NM ISO 6507-1 Materiais metálicos - Ensaio de dureza Vickers**, 2008.

ALBERTAZZI, G. A.; SOUZA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. [s.l.] MANOLE, 2008.

ANGELO, W. B. **Caracterização térmica de um termossifão bifásico de naftaleno**. Mestrado—Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

ASME, AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B46.1-2009 Surface Texture (Surface Roughness, Waviness, and Lay)**, 2009.

BAHRAMI, M. et al. Applied Mechanics Reviews. **Review of Thermal Joint Resistance Models for Nonconforming Rough Surfaces**, v. 59, p. 1–12, 2006.

BAHRAMI, M.; YOVANOVICH, M. M.; CULHAM, J. R. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. **Thermal Joint Resistances of Conforming Rough Surfaces with Gas-Filled Gaps**, v. 18, n. 3, p. 318–325, 2004.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat Transfer Handbook**. [s.l.: s.n.].

BLAU, P. J. **Friction Science and Technology: From concepts to applications**. 2ª Ed. ed. [s.l.] CRC Press, 2008.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8. ed. Estados Unidos da América: [s.n.].

COOPER, M. G.; MIKIC, B. B.; YOVANOVICH, M. M. Int. J. Heat Mass Transfer. **Thermal Contact Conductance**, v. 12, p. 279–300, 1969.

FEYNMAN, R. P.; LEIGHTON, R. B.; SANDS, M. **The Feynman Lectures on Physics**. [s.l.] Addison-Wesley, 1963. v. 1

GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. P. B. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. **Contact of Nominally Flat Surfaces**, v. A295, p. 300–319, 1966.

HASSELSTRÖM, A. K. J.; NILSSON, U. E. **Thermal Contact Conductance in Bolted Joints**. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Materiais e Tecnologia de Fabricação—Gothenburg, Sweden: CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2012.

HO, C. Y.; POWELL, R. W.; LILEY, P. E. **Thermal Conductivity of Elements: A Comprehensive Review**. 3rd Ed. ed. West Lafayette, Indiana, USA: Journal of Physics and Chemical Reference Data, 1974. v. 3

LAMBERT, M. A.; FLETCHER, L. S. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. **Review of Models for Thermal Contact Conductance of Metals**, v. 11, n. 2, p. 129–140, 1997.

MANTELLI, M. Thermosyphon Technology for Industrial Applications. In: **Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications**. Estados Unidos da América: L.L. Vasiliev; S.Kakaç, 2013. p. 411–464.

MCGEE, G. R.; SCHANKULA, M. H.; YOVANOVICH, M. M. Nuclear Engineering and Design. **Thermal Resistance of Cylinder-flat Contacts: Theoretical analysis and experimental verification of a line-contact model**, v. 86, p. 369–391, 1985.

MIKIC, B. B. Int. J. Heat Mass Transfer. **Thermal Contact Conductance; Theoretical Considerations**, v. 17, p. 205–214, 1974.

MILANEZ, F. H. **Condutância térmica de contato a baixas pressões de interface**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

POHANISH, R. P.; MCCAULEY, C. J. **Machinery's Handbook Pocket Companion - A Reference Book for the Mechanical Engineer**. Estados Unidos da América: INDUSTRIAL PRESS, 2000.

RABINOWICZ, E. American Society of Lubrication Engineering - ASLE. **The Determination of the Compatibility of Metals through Static Friction Tests**, p. 198–205, 1971.

REAY, D.; KEW, P. **Heat Pipes, Theory, Design and Applications**. 5th ed. Butterworth-Heinemann, USA: [s.n.].

SAVIJA, I.; CULHAM, J. R.; YOVANOVICH, M. M. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. **Review of thermal conductance models for joints incorporating enhancement materials**, v. 17, n. 1, p. 43–52, 2003.

SNAITH, B.; PROBERT, D.; O'CALLAGHAN, P. W. Applied Energy. **Thermal Resistances of Pressed Contacts**, v. 22, p. 31–84, 1986.

SRIDHAR, M. R.; YOVANOVICH, M. M. Int. J. Heat Mass Transfer. **Thermal contact conductance of tool steel and comparison with model**, v. 39, p. 831–839, 1996.

WHITEHOUSE, D. J. **Handbook of Surface and Nanometrology**. London, England: Institute of Physics, 2003.

YOVANOVICH, M. M. **AIAA, American Institute of Aeronautics and Astronautics**. New Contact and Gap Conductance Correlations for Conforming Rough Surfaces. **Anais...** In: AIAA 16TH THERMOPHYSICS CONFERENCE. Palo Alto, Califórnia, USA: 1981

YOVANOVICH, M. M. IEEE Transactions on Components and Packaging technologies. **Four Decades of Research on Thermal Contact, Gap, and Joint Resistance in Microelectronics**, v. 28, n. 2, p. 182–206, 2005.

YOVANOVICH, M. M. AIAA, American Institute of Aeronautics and Astronautics. **Micro and Macro Hardness Measurements, Correlations, and Contact Models**, p. 1–28, 2006.

YOVANOVICH, M. M.; HEGAZY, A. AIAA. **An Accurate Universal Contact correlation for conforming rough surfaces with different microhardness profiles**, v. 83-1434, p. 1–6, 1983.

YOVANOVICH, M. M.; ROHSENOW, W. M. **Influence of Surface Roughness and Waviness upon Thermal Contact Resistance**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica—Cambridge, USA: Massachusetts Institute of Technology, MIT, 1967.

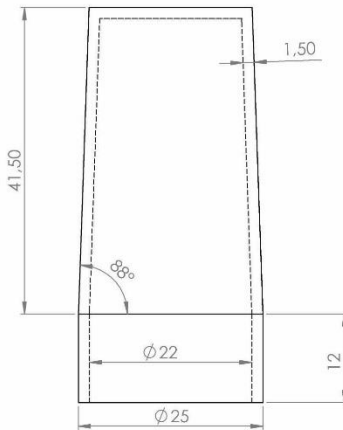
YOVANOVICH, M. M.; SONG, S. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. **Relative Contact Pressure: Dependence on Surface Roughness and Vickers Microhardness**, v. 2, p. 43–47, 1988.

APÊNDICE A – DESENHO DOS PROTÓTIPOS DAS JUNTAS

Figura 35 – Condensador e tarugo de cobre para o acoplamento com semiângulo do tronco cone de 2° , unidades em mm (mesma geometria da junta 2° LAB).

Conexão com semi-ângulo cônico de 2°

Condensador do termossifão bifásico



Tarugo

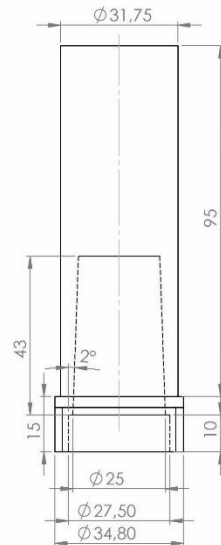
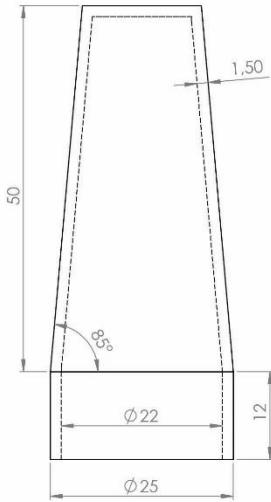


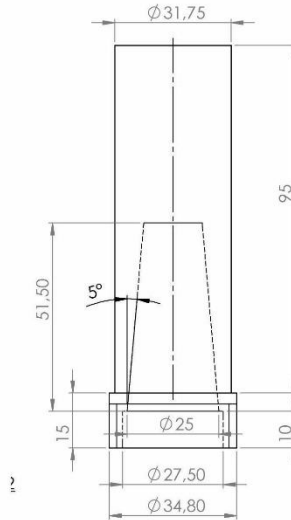
Figura 36 – Condensador e tarugo de cobre para o acoplamento com semiângulo do tronco cone de 5°, unidades em mm.

Conexão com semi-ângulo cônico de 5°

Condensador do termossifão bifásico



Tarugo



APÊNDICE B – MICRODUREZA

A norma ABNT (2008) descreve o procedimento do ensaio de dureza Vickers. Um penetrador de diamante, na forma de uma pirâmide de base quadrada e com ângulo especificado (136°) entre as faces opostas no vértice, é pressionado sobre a superfície do corpo-de-prova. Em seguida, é feita a medição do comprimento da diagonal da impressão deixada na superfície, após a remoção da força de ensaio. De acordo com a norma ABNT (2008, p.2) “A dureza Vickers é proporcional ao quociente obtido com a divisão da força de ensaio pela área inclinada da impressão, a qual é assumida ser uma pirâmide reta de base quadrada, e tendo no vértice o mesmo ângulo do penetrador”. Contudo, no estudo da condutância térmica de contato, usa-se a área aparente do contato, isto é, a área do losango da deformação causada pelo indentador sobre a superfície. Assim, a dureza relativa à área aparente de contato, é calculada por:

$$H_v = 0,102 \frac{F}{d^2} \quad (49)$$

sendo que H_v é a dureza em MPa em relação à área aparente, F é a força aplicada em newtons e d é a média das diagonais da impressão em milímetros.

Em todas as superfícies de contato foram aplicadas as cargas de 10, 25, 50, 100, 200 e 300 grama-força. Para cada carga, dez indentações foram feitas. As médias das diagonais dessas indentações estão na tabela 3, abaixo.

Tabela 3 – Diagonal das impressões para a superfície das conexões.

Condensador cônico 2° - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	10,3	10,7	10,9	10,9	11,0	10,4	10,8	11,0	11,0	11,4
25	14,9	15,7	15,9	17,1	17,5	16,4	16,6	16,6	16,7	17,2
50	22,4	23,0	23,1	24,4	24,4	23,4	24,2	24,3	24,8	24,9
100	41,1	39,3	40,0	40,1	40,2	40,5	37,6	38,3	38,6	39,1
200	54,7	56,2	57,1	58,2	55,7	55,8	55,8	56,0	56,4	57,0
300	68,2	69,4	69,8	70,8	72,1	68,2	68,3	69,0	69,2	69,3
Tarugo de cobre 2° - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	13,6	13,8	15,2	14,1	14,1	13,6	13,8	13,4	17,3	13,6
25	24,9	24,8	22,1	22,4	23,2	25,1	25,1	22,5	24,3	21,0

Tarugo de cobre 2° - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	32,0	33,7	33,0	32,3	32,5	33,0	32,3	29,9	31,9	29,9
100	49,6	48,9	49,5	48,3	49,8	48,7	45,6	44,2	47,9	47,1
200	67,6	68,8	68,1	69,0	69,3	67,0	66,1	68,2	70,0	77,5
300	85,7	83,5	89,5	89,4	83,7	79,2	85,0	86,2	87,6	70,0
Condensador cônico 5° - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	10,4	10,5	10,4	10,1	10,8	10,9	10,7	10,8	11,1	10,4
25	16,5	17,8	17,0	17,2	17,2	17,6	17,5	18,1	17,6	16,6
50	23,8	23,1	24,0	24,5	24,6	23,4	22,4	24,2	23,1	24,0
100	38,2	39,4	38,5	36,1	36,7	38,4	38,7	36,6	38,2	36,7
200	56,1	54,5	55,1	53,7	54,6	52,5	55,2	54,8	56,4	54,3
300	68,2	68,6	68,9	68,2	70,2	69,1	67,5	71,0	68,4	70,4
Tarugo de cobre 5° - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	15,3	15,2	15,0	14,9	14,9	14,5	14,3	13,8	13,7	13,2
25	27,1	25,9	25,8	25,7	25,4	25,2	25,1	25,0	24,3	21,0
50	34,6	35,4	36,1	36,6	34,9	35,3	35,6	36,7	35,9	35,5
100	54,2	53,0	51,7	51,6	51,1	51,1	50,8	50,6	48,9	51,5
200	72,8	72,2	72,0	71,1	71,1	70,9	70,8	70,4	70,3	70,1
300	88,1	87,4	87,4	87,0	86,9	86,3	86,3	85,4	84,5	84,5
Condensador cônico 2°LAB - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	14,1	14,1	14,5	14,6	15,0	15,7	15,8	16,1	16,3	16,3
25	24,6	24,8	26,2	26,2	26,2	27,0	27,7	27,9	28,2	28,5
50	35,2	37,4	38,5	38,8	39,2	39,8	40,0	40,3	40,4	40,4
100	49,3	49,3	50,3	50,9	51,2	54,0	54,7	54,9	55,3	56,9
200	74,1	75,6	77,4	78,5	80,6	81,7	82,8	84,0	84,3	85,1
300	95,6	95,9	96,5	98,6	101,0	103,0	107,0	107,0	109,0	110,0
Tarugo de cobre 2°LAB - Indentação [µm]										
Carga [g]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	11,4	11,5	11,6	11,7	11,9	12,0	12,1	12,1	12,1	12,3
25	18,6	18,7	18,9	18,9	19,0	19,0	19,1	19,2	19,5	19,5
50	25,8	26,0	26,1	26,1	26,3	26,4	26,4	26,4	26,5	26,6
100	39,4	39,4	39,6	39,6	39,8	40,1	40,5	40,5	40,5	40,6
200	57,7	58,1	58,1	58,4	58,6	58,8	59,0	59,1	59,2	59,5
300	71,6	71,8	71,9	72,3	72,5	72,6	72,7	72,8	73,3	73,8

A média das diagonais e a dureza delas são sintetizadas na tabela 4. As conexões foram posicionadas lado a lado para facilitar a identificação do material menos duro entre elas.

Tabela 4 – Média das diagonais do indentador e dureza referente à área aparente

Condensador cônico 2°			Tarugo de cobre 2°		
Carga [g]	Média das diagonais	Dureza [Mpa]	Carga [g]	Média das diagonais	Dureza [Mpa]
10	10,8	834,6	10	14,3	483,0
25	16,5	905,0	25	23,5	442,5
50	23,9	859,1	50	32,1	477,3
100	39,5	629,2	100	48,0	426,4
200	56,3	618,9	200	69,2	410,0
300	69,4	610,3	300	84,0	417,1
Condensador cônico 5°			Tarugo de cobre 5°		
Carga [g]	Média das diagonais	Dureza [Mpa]	Carga [g]	Média das diagonais	Dureza [Mpa]
10	10,6	871,2	10	14,5	467,7
25	17,3	818,3	25	25,1	390,8
50	23,7	872,2	50	35,7	385,6
100	37,8	688,2	100	51,5	370,5
200	54,7	654,9	200	71,2	387,2
300	69,1	617,0	300	86,4	394,3
Condensador cônico 2°LAB			Tarugo de cobre 2°LAB		
Carga [g]	Média das diagonais	Dureza [Mpa]	Carga [g]	Média das diagonais	Dureza [Mpa]
10	15,3	421,7	10	11,9	696,0
25	26,7	343,2	25	19,0	676,4
50	39,0	322,4	50	26,3	711,0
100	52,7	353,4	100	40,0	612,9
200	80,4	303,3	200	58,7	570,1
300	102,4	280,8	300	72,5	559,3

Os componentes com menor dureza de cada junta foram selecionados. Os valores medidos de microdureza em relação à área aparente (H_v) foram correlacionados ao comprimento médio das

diagonais (d_v) pela interpolação por potência, conforme indicado na equação 23. Destarte, obtemos os coeficientes de dureza (c_1 e c_2) para as conexões. Os resultados são:

Tabela 5 – Resultado dos coeficientes de dureza

	Junta 2°	Junta 5°	Junta 2°LAB
c_1[GPa]	0,609	0,565	0,674
c_2	-0,088	-0,095	-0,185

APÊNDICE C – PARÂMETROS TOPOGRÁFICOS

Os parâmetros topográficos foram medidos em um perfilômetro da Taylor Hobson modelo Surtronic S-100. Os dados obtidos estão detalhados na tabela 6:

Tabela 6 – Parâmetros topográficos para cada superfície em contato.

	Condensador cônico - 2°		Tarugo de cobre - 2°	
Teste	σ_1 [μm]	m_1	σ_2 [μm]	m_2
Região 1	3,20	0,14	2,80	0,20
Região 2	3,50	0,13	3,20	0,22
Região 3	3,72	0,11	2,90	0,22
Região 4	3,30	0,12	3,00	0,22
Região 5	3,40	0,16	2,80	0,21
Região 6	2,86	0,11	2,91	0,19
Média	3,33	0,13	2,94	0,21
	Condensador cônico - 5°		Tarugo de cobre 5°	
Teste	σ_1 [μm]	m_1	σ_2 [μm]	m_2
Região 1	2,20	0,16	4,10	0,12
Região 2	2,30	0,15	4,60	0,13
Região 3	2,70	0,18	3,80	0,14
Região 4	3,38	0,17	3,80	0,11
Região 5	2,20	0,14	4,80	0,14
Região 6	2,42	0,13	3,56	0,12
Média	2,53	0,15	4,11	0,13
	Condensador cônico - 2°LAB		Tarugo de cobre 2°LAB	
Teste	σ_1 [μm]	m_1	σ_2 [μm]	m_2
Região 1	1,05	0,09	0,53	0,04
Região 2	0,90	0,10	1,12	0,03
Região 3	0,84	0,08	0,85	0,04
Região 4	1,32	0,08	1,83	0,06
Região 5	1,01	0,09	0,65	0,03
Região 6	0,78	0,07	0,61	0,03
Média	0,98	0,09	0,94	0,04

Com os parâmetros topográficos de cada superfície, calculam-se os valores efetivos através das equações 15 e 16. Os resultados obtidos estão na tabela 7:

Tabela 7 – Valores efetivos dos parâmetros topográficos para os contatos estudados.

	Junta 2°		Junta 5°		Junta 2°LAB	
	σ [μm]	<i>m</i>	σ [μm]	<i>m</i>	σ [μm]	<i>m</i>
Valores efetivos	4,44	0,25	4,83	0,20	1,35	0,09

APÊNDICE D – ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAL

Albertazzi e Souza (2008) afirmam que para calcular uma grandeza G , que é função de n outras grandezas de entrada, x_1, x_2, \dots, x_n , deve-se levar em conta a incerteza de cada entrada. Considerando que as entradas são estatisticamente independentes, a incerteza padrão combinada para a função G pode ser estimada por:

$$u(G)^2 = \left(\frac{\delta f}{\delta x_1} \cdot u(x_1) \right)^2 + \left(\frac{\delta f}{\delta x_2} \cdot u(x_2) \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta f}{\delta x_n} \cdot u(x_n) \right)^2 \quad (50)$$

Nesta equação, $u(G)$ representa a incerteza padrão da grandeza G ; $u(x_1), u(x_2), \dots, u(x_n)$ são as incertezas padrão associadas às grandezas de entrada x_1, x_2, \dots, x_n , respectivamente.

Para o caso em que a grandeza G é obtida por variáveis de entrada estatisticamente dependentes, a incerteza é calculada por:

$$u(G) = \left| \frac{\delta f}{\delta x_1} \right| \cdot u(x_1) + \left| \frac{\delta f}{\delta x_2} \right| \cdot u(x_2) + \dots + \left| \frac{\delta f}{\delta x_n} \right| \cdot u(x_n) \quad (51)$$

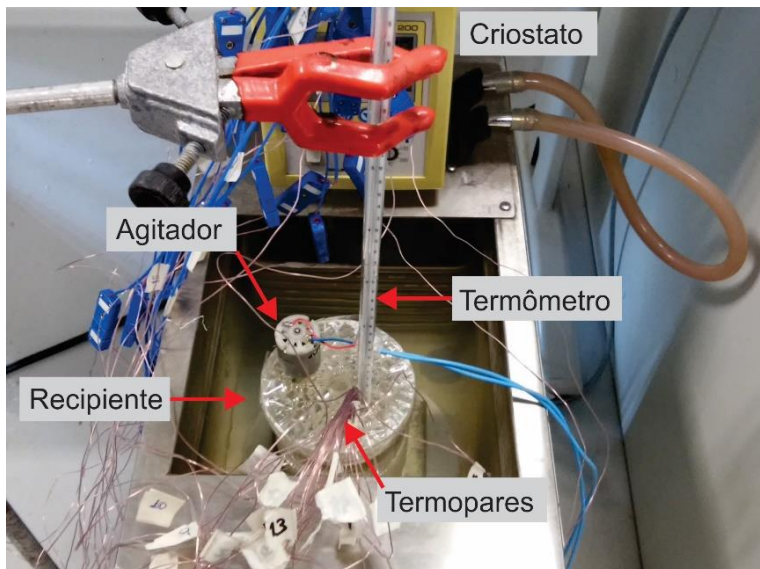
A condutância térmica da junta é obtida com base em outras grandezas de entrada e sua incerteza é baseada em entradas estatisticamente independentes. Porém, alguns dos valores de entrada têm sua incerteza baseada em medidas estatisticamente dependentes, como o exemplo da incerteza da área do condensador cônico. A seguir, são detalhadas as considerações de cada parcela que contribuiu para a incerteza da condutância térmica experimental e para a correlação de CMY.

D.1 INCERTEZAS DAS MEDIDAS DE TEMPERATURA E CONDUTIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS

O ensaio para calcular as incertezas do sistema de aquisição de temperatura consiste em comparar as indicações dos termopares a um termômetro de bulbo com menor resolução de escala de $0,1^\circ\text{C}$. A comparação é feita submergindo os termopares do tipo T e o termômetro de bulbo em um recipiente contendo água destilada. Esse conjunto é inserido em um banho com temperatura controlada por um banho termostático.

Um agitador acoplado ao recipiente garante que a temperatura da água destilada no seu interior seja aproximadamente homogênea. Dessa forma, o mensurado é equivalente para os dois sistemas de medição. A figura 37 é uma fotografia do experimento realizado.

Figura 37 – Experimento de calibração do sistema de aquisição de temperatura.

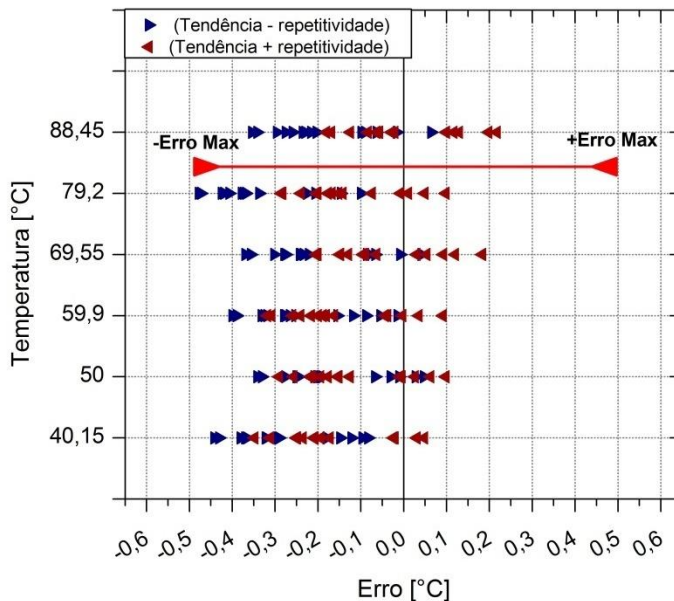


Dentro da faixa de medição de 40 a 90°C, variou-se a temperatura do banho em intervalos de 10°C. Para cada patamar de temperatura, aguardou-se 30 minutos para garantir que o regime permanente fosse atingido. Após esse período, outros 30 minutos de aquisição de dados foram obtidos, gerando o banco de dados de interesse para o comportamento metrológico do sistema.

Dois características metrológicas são importantes aos experimentos de condutância térmica. São elas: a incerteza da temperatura medida e a incerteza entre as indicações dos termopares. A primeira delas é necessária para calcular as condutividades térmicas do ARMCO, do condensador cônico e do tarugo de cobre, usando as equações 43 e 44. A segunda é importante para calcular a diferença de temperatura entre as superfícies. A incerteza da temperatura medida foi obtida estimando-se o erro máximo dos termopares, tendo como padrão o termômetro de bulbo. A tendência (TD) e repetitividade (RE) dos termopares foram calculadas e, com esses valores, é possível saber o

limite superior (TD+RE) e inferior (TD-RE) do sistema de medição. O erro máximo foi de $0,48^{\circ}\text{C}$, identificado no canal 12, quando a temperatura era de $79,20^{\circ}\text{C}$. De maneira conservativa, foi arredondado o erro máximo para $0,5^{\circ}\text{C}$. O gráfico com a curva de erro está na figura 38:

Figura 38 – Erro do sistema de indicação de temperaturas



A incerteza da condutividade térmica, tanto do ARMCO quanto do cobre, é composta por: parcela referente ao erro de tabulação obtida em Ho, Powell e Liley (1974); pela incerteza ao usar as correlações 43 e 44; e pela incerteza na temperatura que alimenta essas correlações. Um estudo da contribuição de cada parcela de erro apontou que a influência da temperatura é irrisória perante as demais fontes de erro (inferior a 0,01%). Assim, foi desconsiderada a participação da temperatura e, para contrapor de maneira conservativa, foi arredondada a incerteza pelo uso das correlações para 1%. Portanto, a incerteza na condutividade térmica dos materiais é de 3%

Para medir a condutância térmica de contato e o gradiente de temperaturas, a característica metrológica importante é a incerteza entre as indicações dos próprios termopares. Sabendo disso, também foi avaliada essa característica no experimento. Os termopares foram

separados em dois grupos: os do ARMCO (TC10 a TC14 na figura 13) e os fixados nas superfícies cônicas (TC2 a TC9 da figura 13). Dentro de cada grupo, os termopares são comparados entre si. No caso do ARMCO, o objetivo é estimar $\Delta T/\Delta X$. Já os dos cones, medir a diferença de temperatura entre as superfícies em contato. Em ambos os grupos, a máxima diferença entre as indicações foi, coincidentemente, de $0,36^{\circ}\text{C}$ quando a temperatura do banho era de $88,45^{\circ}\text{C}$. Esse resultado é a maior indicação registrada nos 30 minutos de regime permanente subtraída da menor indicação desse mesmo período. Em caráter conservativo, adotou-se o valor de $0,40^{\circ}\text{C}$ como máxima diferença possível entre as indicações dos termopares em cada um dos dois grupos.

D2. INCERTEZA DAS DIMENSÕES

As dimensões do condensador do termossifão bifásico, assim como as dimensões do tarugo de ferro ARMCO, foram mensuradas por um paquímetro digital. O erro máximo desse sistema de medição foi considerado cinco vezes o valor do incremento digital como recomenda Albertazzi e Souza (2008), ou seja, $0,05\text{mm}$. Essa mesma incerteza foi considerada na distância entre os termopares fixados no ARMCO.

A área da seção transversal do ARMCO e da superfície do condensador cônico tem a incerteza estimada pela combinação de entrada estatisticamente dependente.

D3. INCERTEZA DA FORÇA AXIAL E PRESSÃO DE CONTATO

A célula de carga da fabricante Omega® Modelo LC302-250 fornece a informação de força axial e possui incerteza (linearidade, histerese e repetitividade) de $0,5\%$ do fundo de escala, isto é, $5,6\text{N}$ por toda a faixa de medição. Os gráficos apresentados nos resultados estão em função dessa grandeza já que se tem pleno conhecimento do seu comportamento metrológico

A incerteza da pressão de contato (P), necessária na correlação de CMY, é composta pela contribuição da incerteza da força axial, do coeficiente de atrito, da área e do semiângulo do condensador cônico. Os coeficientes de atrito possuem incerteza expandida de 20% . A incerteza da área e do semiângulo do cone são estimados por base nas entradas estatisticamente dependentes das dimensões do condensador cônico.

D.4 INCERTEZA DA DUREZA SUPERFICIAL

Os dados de dureza H_v são correlacionados às médias das diagonais das indentações usando a equação 23. A correlação apresenta um desvio padrão que se refere aos coeficientes de dureza, c_1 e c_2 . A incerteza é propagada à dureza do contato (H_c), obtida a partir dos coeficientes, e seu valor colabora na incerteza da correlação de CMY.

É importante salientar que a incerteza da dureza do contato é responsável pela maior parcela da incerteza da correlação de CMY em praticamente todos os experimentos. Os fatores que agregam a essa grande participação no erro são: superfície cônica torneada e o desvio padrão dos coeficientes de dureza que são baseados em correlação.

O fato das superfícies cônicas serem torneadas faz com que as faces tenham ranhuras provocadas pela ferramenta de corte, como demonstra a figura 18. Essas ranhuras prejudicam as medidas de dureza superficial, pois o indentador pode pressionar a superfície de forma irregular, deixando as marcas não uniformes, o que aumenta a incerteza da medida. Essa situação é menos expressiva em superfícies lapidadas. O ajuste de curva desses pontos medidos, dado pela equação 23 tem, por consequência, um elevado desvio padrão, refletido nos coeficientes de dureza. A incerteza se propaga, enfim, para a correlação de CMY através da dureza do contato H_c .

D.5 INCERTEZA DOS PARÂMETROS TOPOGRÁFICOS

Os parâmetros topográficos foram obtidos com base em seis medidas realizadas por um perfilômetro cujos valores estão no apêndice C. O desvio padrão da rugosidade média quadrática e da inclinação média absoluta para cada superfície é calculada e com ele tem-se a incerteza dos valores efetivos, usados na correlação de CMY.

Foi observado nas medidas dos parâmetros topográficos, contidos na tabela 6, que as superfícies cônicas não são perfeitamente homogêneas na direção axial. Isso ocorre devido ao próprio corte cônico que reduz o diâmetro da peça nessa direção, alterando os parâmetros de usinagem e o padrão de vibração da peça. A heterogeneidade axial colabora para a incerteza dos parâmetros topográficos.