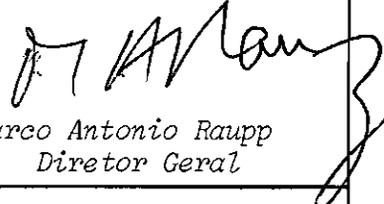
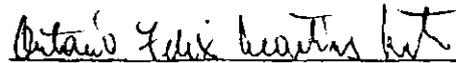


1. Publicação nº <i>INPE-3864-TDL/217</i>	2. Versão	3. Data <i>Abril, 1986</i>	5. Distribuição <input type="checkbox"/> Interna <input checked="" type="checkbox"/> Externa <input type="checkbox"/> Restrita
4. Origem <i>DRH/DMC</i>	Programa <i>FRH/CEA</i>		
6. Palavras chaves - selecionadas pelo(s) autor(es) <i>RESISTÊNCIA TÉRMICA CONTATOS SUPERFÍCIE</i>			
7. C.D.U.: <i>536.2:629.783</i>			
8. Título <i>COMPARAÇÃO DE MÉTODOS PARA O CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATOS DO PRIMEIRO SATÉLITE BRASILEIRO</i>		10. Páginas: <i>110</i>	
		11. Última página: <i>92</i>	
9. Autoria <i>Márcia B.H. Mantelli</i>		12. Revisada por  <i>Hans-Ulrich Pilchowski</i>	
Assinatura responsável <i>Márcia B.H. Mantelli</i>		13. Autorizada por  <i>Marco Antonio Raupp</i> Diretor Geral	
14. Resumo/Notas <i>Este trabalho apresenta um estudo comparativo dos métodos de desenvolvimento para o cálculo da resistência térmica de contatos entre duas superfícies sujeitas a um fluxo de calor perpendicular a elas. Analisam-se os fatores que afetam esta resistência e faz-se um breve histórico dos trabalhos desenvolvidos neste assunto, localizando os métodos de interesse para aplicações espaciais. Estes são comparados com dados experimentais de modo a estabelecer o método mais adequado para acoplamentos do primeiro satélite brasileiro.</i>			
15. Observações <i>Tese de Mestrado em Ciência Espacial, aprovada em 06 de dezembro 1985.</i>			

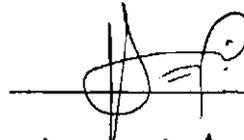
Aprovada pela Banca Examinadora
em cumprimento a requisito exigido
para a obtenção do Título de Mestre
em Ciência Espacial

Dr. Antonio Felix Martins Neto



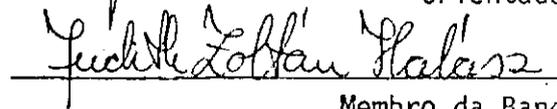
Presidente

Dr. Hans-Ulrich Pilchowski



Orientador

Dra. Judith Zoltán Halász



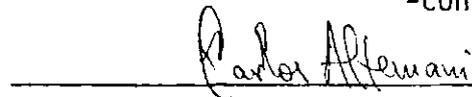
Membro da Banca
-convidada-

Dr. Luiz Fernando Milanez



Membro da Banca
-convidado-

Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani



Membro da Banca

Candidata: Márcia Barbosa Henriques Mantelli

São José dos Campos, 06 de dezembro de 1985

"Portanto, não vos inquieteis com o dia de amanhã, pois o amanhã trará os seus cuidados; basta ao dia o seu próprio mal"

Mt. 6-34

Ao meu marido, Sylvio, pelo apoio constante, e aos meus pais, Fernando e Edi, pelo esforço dedicado à minha formação.

AGRADECIMENTOS

Ao Instituto de Pesquisas Espaciais pelo suporte fornecido à realização deste trabalho.

Ao Dr. Hans-Ulrich Pilchowski pela orientação e apoio sempre presente, principalmente nos momentos mais difíceis.

Ao colega Humberto Pontes Cardoso pela sugestão do tema e pelas valiosas discussões durante sua realização.

À Sra. Vera Lúcia Caixas Corrã pelo serviço de datilografia gentilmente prestado.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram para a realização deste trabalho.

ABSTRACT

This work presents a comparative study of the methods developed for the calculation of thermal contact resistance between two surfaces submitted to a perpendicular heat flux. Several factors affecting this resistance are analysed and a brief historical of the works in this field is made, spotting the methods of interest for spacial applications. These are compared to experimental data so as to establish the most proper method for the couplings of the first Brazilian satellite.

SUMÁRIO

	<u>Pág.</u>
LISTA DE FIGURAS	xiii
LISTA DE TABELAS	xv
LISTA DE SÍMBOLOS	xvii
CAPÍTULO 1 - <u>INTRODUÇÃO</u>	1
CAPÍTULO 2 - <u>PARÂMETROS QUE AFETAM A RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATOS</u>	5
2.1 - Efeitos dos diversos fatores que afetam a resistência térmica de contatos	8
2.1.1 - Número de pontos de contato	8
2.1.2 - Formas dos pontos de contato	8
2.1.3 - Dimensão dos pontos de contato	8
2.1.4 - Arranjo físico dos pontos de contato	9
2.1.5 - Rugosidade superficial	9
2.1.6 - Ondulação superficial	9
2.1.7 - Pressão de contato	10
2.1.8 - Condutividade térmica do fluido intersticial	11
2.1.9 - Dureza do material	11
2.1.10 - Módulo de elasticidade	12
2.1.11 - Temperatura média da interface	12
2.1.12 - Pressão do fluido intersticial	12
2.1.13 - Presença de um metal na junção de contato	13
2.1.14 - Efeito direcional	14
2.1.15 - História do acoplamento com respeito ao número de compressões e descompressões	14
2.1.16 - Filmes de óxido na superfície	15
2.2 - Conclusão	15
CAPÍTULO 3 - <u>PESQUISAS EM RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATOS</u>	17
3.1 - Evolução cronológica	17
3.2 - Modelos matemáticos	22
3.2.1 - Modelo de Clausing	22

	<u>Pág.</u>
3.2.2 - Modelo de Mikic e Rohsenow	24
3.3 - Correlação experimental de Thomas e Probert	30
3.4 - Comparação entre os três métodos descritos	31
3.4.1 - Análise comparativa dos conjuntos de curvas	34
3.5 - Comparação dos três métodos com dados experimentais	51
3.6 - Análise dos contatos prováveis do satélite	56
CAPÍTULO 4 - <u>ANÁLISE DOS PARÂMETROS DO PRIMEIRO SATÉLITE BRASILEIRO</u>	65
4.1 - Descrição dos contatos encontrados no satélite brasileiro.	65
4.2 - Parâmetros de superfície dos acoplamentos encontrados no satélite brasileiro	70
4.3 - Curvas que relacionam condutância e pressão de contato para acoplamentos possíveis do satélite brasileiro.....	78
CAPÍTULO 5 - <u>CONCLUSÃO</u>	87
5.1 - Comentários	87
5.2 - Sugestões	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89

LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
1.1 - Constricção do fluxo de calor na interface de contato	2
1.2 - Pontos de medição de temperatura	3
1.3 - Temperatura dos pontos mostrados na Figura 1.2	3
2.1 - Perfil típico de uma superfície que mostra ondulação e ru- gosidade	7
2.2 - Dependência da resistência térmica com a pressão do gás intersticial	13
3.1 - Modelo físico de Fenech e Rohsenow	18
3.2 - Macro e microcontatos	20
3.3 - Modelo físico para contato esférico	25
3.4 - Parâmetro geométrico ϕ	28
3.5 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 1	35
3.6 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 2	37
3.7 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 3	39
3.8 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 4	43
3.9 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 5	46
3.10 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 6	48
3.11 - Comparação entre as curvas teóricas e a da correlação com dados experimentais para o acoplamento nº 1	53
3.12 - Comparação entre as curvas teóricas e a da correlação com dados experimentais para o acoplamento nº 2.....	54
3.13 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 7	58
3.14 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 8	60
3.15 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 9	62
4.1 - Vista explodida da estrutura do satélite	66
4.2 - Desenho esquemático do painel tipo colméia	67
4.3 - Vista de topo dos painéis, localizando as caixas porta- equipamentos	69
4.4 - Perfis traçados pelo perfilômetro, utilizados na obtenção de parâmetros de ondulação	74
4.5 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pres- são para o acoplamento nº 1, no sistema inglês de unidã- des	79
4.6 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pres- são para o acoplamento nº 2, no sistema inglês de unidã- des	80

	<u>Pág.</u>
4.7 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 3, no sistema inglês de unidades	81
4.8 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 4, no sistema inglês de unidades.....	82
4.9 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 1, no sistema internacional de unidades	83
4.10 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 2, no sistema internacional de unidades	84
4.11 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 3, no sistema internacional de unidades	85
4.12 - Curva da condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 4, no sistema internacional de unidades.....	86

LISTA DE TABELAS

	<u>Pág.</u>
3.1 - Valores numéricos utilizados nos grupos nº 1 a 6 de curvas, conforme Tabela 3.2	32
3.2 - Grupos de curvas utilizados na comparação dos três métodos	39
3.3 - Parâmetros superficiais e propriedades físicas dos acoplamentos	52
3.4 - Valores numéricos utilizados nos grupos nºs. 7 a 9, conforme Tabela 3.5	56
3.5 - Grupos de curvas utilizados na análise de contatos possíveis do satélite	57
4.1 - Parâmetros superficiais dos acoplamentos estudados em unidades inglesas	72
4.2 - Parâmetros superficiais dos acoplamentos estudados no sistema internacional de unidades	73

LISTA DE SÍMBOLOS

- a - raio médio das áreas de microcontato, pês.
- A - área aparente de contato, pês.
- b - raio médio dos cilindros elementares, pês.
- d - altura máxima da ondulação, pês.
- D - diâmetro do cilindro unitário, pês.
- E - módulo de elasticidade, psi.
- E_m - módulo de elasticidade médio, $E_m = \frac{2 E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$.
- F - força de contato, lbf.
- $g(x_L)$ - fator de atenuação da constricção.
- h - condutância térmica de contatos, Btu/hrpe²°F.
- J_0 - função de Bessel de primeira espécie e ordem 0.
- J_1 - função de Bessel de primeira espécie e ordem 1.
- H - dureza superficial, psi.
- K - condutividade térmica, Btu/hrpe⁰F.
- K_m - condutividade térmica média, $K_m = \frac{2 k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}$, Btu/hrpe⁰F.
- L - comprimento do cilindro unitário, pês.
- n - densidade de pontos de contato.
- P - pressão de contato, lbf/pe².
- Q - fluxo de calor, Btu/hr.
- r - raio de calota esférica que simula a ondulação, pês.
- R - resistência térmica, hrpe²°F/Btu.
- T - temperatura, °F.
- X - sentido positivo do fluxo de calor.
- X_L - razão de constricção para macrocontatos.

- Y - distância entre os planos médios das superfícies em contato, pés.
- z - direção perpendicular às superfícies em contato.
- α_n - autovalores da função de Bessel de primeira espécie e ordem 1.
- γ - razão de Poisson.
- δ - altura média das rugosidades, pés
- ζ - grau de deformação das superfícies sob pressão, $\zeta = \left(\frac{P_a}{E_m} \cdot \frac{b_L}{d_t} \right)^{1/3}$.
- θ - ângulo dos picos das asperezas.
- ρ - direção radial para o cilindro unitário.
- σ - rugosidade RMS, pés.
- ϕ - parâmetros geométricos.
- Φ - resistência térmica de contatos adimensional, $\Phi = \frac{h_L b_L}{k_m}$.

Índices superiores

- * - referente a grandezas dimensionais.

Índices inferiores

- a - aparente.
- c - de contato.
- L - macrocontatos.
- m - microcontatos.
- t - total.
- 1 - referente à superfície 1 do acoplamento.
- 2 - referente à superfície 2 do acoplamento.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Para garantir o desempenho de um projeto térmico, a determinação da distribuição de temperatura é de grande importância. Ao longo dos anos, com o aumento da complexidade dos sistemas e de seu custo, a precisão com que tal distribuição de temperatura era obtida tornou-se crítica, daí surgiu a necessidade de conhecer a fundo todos os mecanismos de transferência de calor, alguns dos quais, até então, simplesmente ignorados. Neste contexto, vários pesquisadores, de diversas partes do mundo, voltaram seus esforços para o estudo da resistência térmica de contatos.

O conceito de resistência térmica é obtido através de analogia com a lei de Ohm para circuitos elétricos. Dado que a taxa de transferência de calor pode ser considerada um fluxo e a temperatura uma função potencial, tem-se:

$$\text{resistência térmica (R)} = \frac{\text{diferença de potencial térmico } (\Delta T)}{\text{fluxo de calor (Q/A)}}$$

Quando há a transferência de calor através de uma interface formada por dois corpos sólidos em contato, observa-se, nesta interface, uma diferença de temperatura, que ocorre devido à existência de uma resistência térmica ao fluxo de calor.

Estes corpos podem ser mantidos unidos através de adesivos ou de meios mecânicos. Se por adesivos, esta resistência é determinada pela espessura e condutividade do material da interface. Se unidos por meios mecânicos, há uma resistência ao fluxo de calor devido a um contato imperfeito. As superfícies normalmente utilizadas em engenharia apresentam imperfeições inerentes ao processo de fabricação. Assim, quando colocadas em contato se tocam em apenas alguns pontos. A rugosidade superficial determina os pontos de contato real e a ondulação, a distribuição geométrica destes.

O fluxo de calor, ao atravessar esta interface, tende a transferir-se primeiramente através das regiões de concentração e posteriormente através dos pontos de contato propriamente ditos, como mostra a Figura 1.1. Isto ocorre quando as condutividades térmicas dos materiais das superfícies são maiores que a do fluido presente nos interstícios. Esta constrição do fluxo de calor é a maior responsável pela presença da resistência térmica da interface, que, de agora em diante será denominada resistência térmica de contatos.

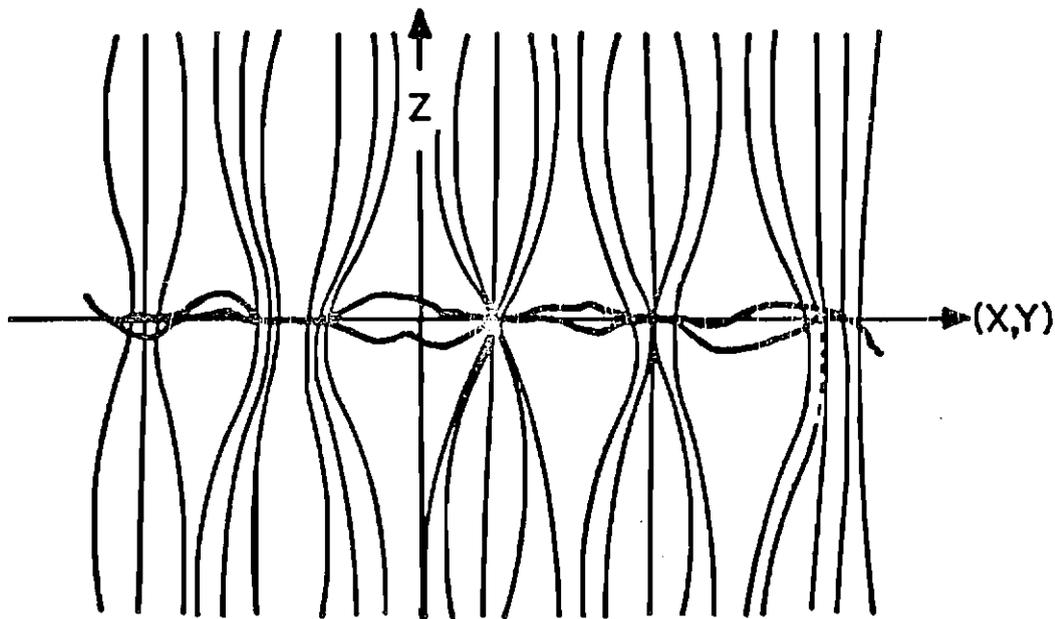


Fig. 1.1 - Constrição do fluxo de calor na interface de contato.

O calor é transferido em uma interface pela combinação dos mecanismos:

- condução através dos pontos de contato real,
- condução através do fluido nos interstícios,
- radiação através dos espaços intersticiais.

As Figuras 1.2 e 1.3 ilustram a transferência de calor em regime permanente entre as superfícies de topo de dois cilindros maciços. Há uma aparente descontinuidade de temperatura na interface. Esta diferença é obtida extrapolando graficamente as temperaturas medidas em pontos situados ao longo da linha central e perpendicular ao plano de interface.

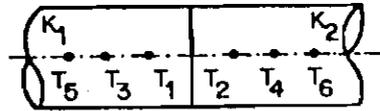


Fig. 1.2 - Pontos de medição de temperatura

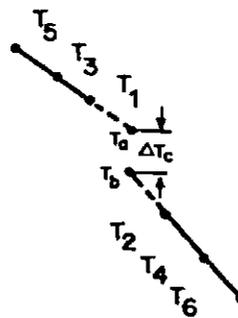


Fig. 1.3 - Temperatura dos pontos mostrados na Figura 1.2.

Em regime permanente tem-se (Rohsenow and Hartnett, 1973):

$$\frac{Q}{A} = -K_1 \cdot (dT/dx)_1 = -K_2 (dT/dx)_2 ,$$

sendo o coeficiente de transferência de calor na interface de contato dado por:

$$h_c = \frac{Q/A}{\Delta T_c} ,$$

onde Q/A é o fluxo de calor que atravessa as superfícies em contato. Para contatos perfeitos, $h_c \rightarrow \infty$ pois a diferença de temperatura torna-se zero.

Os equipamentos eletrônicos do satélite brasileiro de coleta de dados da Missão Espacial Completa Brasileira (MECB) são afixados no interior de pequenas caixas, as quais são presas aos painéis centrais. Estes equipamentos exigem, para perfeito funcionamento, faixas de temperatura preestabelecidas. O projeto térmico de um satélite visa garantir o funcionamento de todos os equipamentos contidos nele. Em órbita, o satélite se encontra no vácuo, não havendo convecção, assim o calor é transferido por condução e radiação. A transferência de calor por condução se dá através da superfície de contato entre as caixas e as paredes do satélite, daí a importância de conhecer o mecanismo da resistência térmica de contatos.

O Capítulo 2 trata dos parâmetros que afetam a resistência térmica de contatos, sendo analisados os efeitos de cada um deles. No Capítulo 3 abordam-se diversos trabalhos desenvolvidos neste assunto, enfatizando os de maior relevância para aplicações espaciais, que são comparados entre si e com dados experimentais, de modo a determinar o modelo mais adequado para aplicações neste satélite. No Capítulo 4 aplicam-se para contatos reais os resultados obtidos no Capítulo 3. No Capítulo 5, apresentam-se as conclusões e os comentários finais.

Este trabalho tem por objetivo estabelecer e implementar o modelo matemático mais adequado para o cálculo da resistência térmica de contatos para acoplamentos descritos no Capítulo 4, encontrados no primeiro satélite brasileiro. Para isto, comparam-se diversos modelos entre si e com dados experimentais disponíveis.

Utilizando as propriedades mecânicas e de superfície destes acoplamentos, são montadas curvas teóricas de condutância em função da pressão de contato.

CAPÍTULO 2

PARÂMETROS QUE AFETAM A RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATOS

A transferência de calor através da interface formada por dois corpos em contato é um fenômeno complexo. Nos últimos 30 anos muitos trabalhos têm sido desenvolvidos e publicados a respeito deste assunto. O fato que, ainda hoje, grande ênfase é dada às investigações experimentais indica que o fenômeno da resistência térmica de contatos não foi completamente esgotado. Vários parâmetros que afetam esta resistência têm sido analisados por diversos autores. Um resultado experimental obtido não pode ser utilizado para determinar a resistência térmica de contatos de quaisquer acoplamentos, se estes forem diferentes, ou seja, se possuírem parâmetros de superfície e ou propriedades mecânicas distintas das dos investigados (Yovanovich and Rohsenow, 1967). É possível, entretanto, utilizar estes resultados experimentais para determinar a maneira pela qual os vários parâmetros afetam a resistência térmica de contatos.

Neste trabalho, consideram-se superfícies reais, encontradas em engenharia, resultantes de processos de usinagem e posterior acabamento. É fato constatado que toda superfície trabalhada mecanicamente apresenta ondulações e rugosidades, decorrentes do processo de fabricação, vibrações das máquinas, tensões residuais, etc. Estas características superficiais podem ser determinadas através de perfilômetros. As irregularidades superficiais que apresentam um grande comprimento de onda (0,04 a 0,90 pol) e alturas que variam de 80 a 1600 μ upol são conhecidas como ondulações (Yovanovich and Rohsenow, 1967), e as microirregularidades, cujos picos determinam a aspereza do material, são conhecidas como rugosidade. A rugosidade determina a qualidade do acabamento de uma superfície, a qual varia de 2 μ pol RMS para superfícies muito lisas a 600 μ pol RMS (desvio médio quadrático) para superfície muito rugosas (Agostinho et alii, 1977). A Figura 2.1 mostra um perfil linear típico de um sólido de superfície ondulada e rugosa. A análise de vários perfis lineares indica que muitas superfícies apresentam uma distribuição

essencialmente gaussiana das alturas das asperezas. O ângulo de curvatura dos picos normalmente varia de 160° a 164° , raramente atingido, para superfícies muito rugosas, ângulos menores que 150° (Yovanovich and Rohsenow, 1967). Desta forma, quando duas superfícies reais são colocadas em contato sob pressão, elas se tocam em apenas alguns pontos, não havendo contato real em grandes áreas. O espaço entre as superfícies na interface é ocupado pelo fluido ambiente, como, por exemplo, o ar.

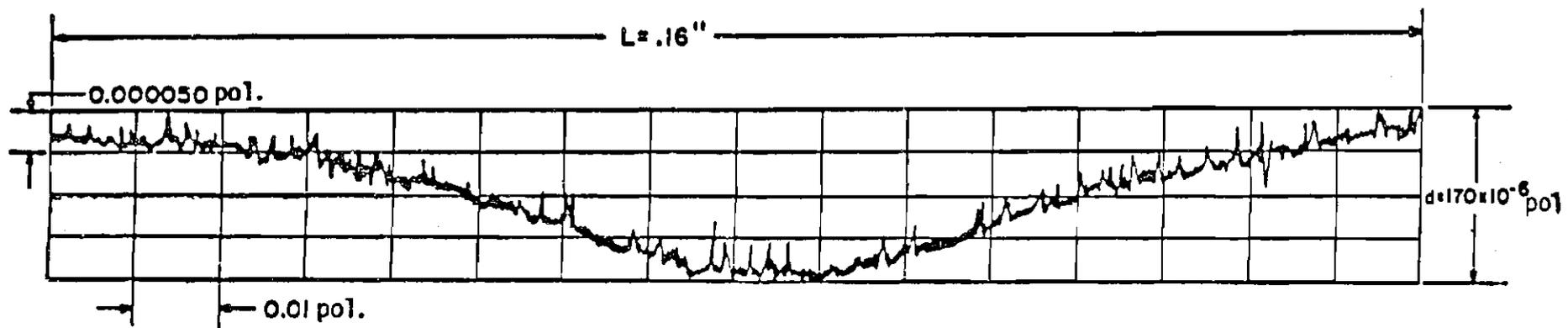


Fig. 2.1 - Perfil típico de uma superfície que mostra ondulação e rugosidade.

FONTE: Mikic et alii (1966), p. 28

Muitos são os fatores que influenciam a resistência térmica de contatos, alguns, porém, são predominantes em relação aos outros. Neste capítulo são mencionados apenas os fatores mais importantes. Sempre que um fator estiver sendo considerado, todos os outros serão considerados constantes, de modo a se analisar cada efeito individualmente.

2.1 - EFEITOS DOS DIVERSOS FATORES QUE AFETAM A RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATOS

2.1.1 - NÚMERO DE PONTOS DE CONTATO

Quando o fluido intersticial possui condutividade térmica menor que a do material das superfícies em contato, o que normalmente ocorre, o fluxo de calor tende a transferir-se preferencialmente através dos pontos que apresentam contato físico (ver Figura 1.1). É evidente que, quanto maior o número de pontos em contato, mais facilmente o calor escoará de uma superfície para a outra, e portanto menor a resistência térmica de contatos.

2.1.2 - FORMAS DOS PONTOS DE CONTATO

Os pontos de contato se apresentam em inúmeras formas. Estas formas resultam de vários fatores como o material dos corpos, a pressão de contato, e principalmente o acabamento superficial (Al-Astrabadi et alii, 1979 e Greenwood and Williamson, 1966). Porém, existem formas que predominam por ocasião da análise de um acoplamento que são: elípticas, circulares, estriadas e helicoidais; tais formas determinam o grau de deformação das linhas de fluxo de calor nas regiões próximas dos pontos de contato, afetando a resistência térmica.

2.1.3 - DIMENSÃO DOS PONTOS DE CONTATO

O efeito da dimensão dos pontos de contato é semelhante ao efeito do número de contatos, ou seja, quanto maior é a área pela qual o fluxo de calor pode fluir, menor a resistência.

2.1.4 - ARRANJO FÍSICO DOS PONTOS DE CONTATO

Como visto anteriormente, quando um material é trabalhado mecanicamente, sua superfície apresenta ondulações e rugosidades. Quando estas superfícies são acopladas, elas se tocam principalmente nos "cumes" das ondulações; na realidade o contato se dá microscopicamente nos picos das asperezas. Tem-se então regiões de concentração de pontos de contato. Assim, o fluxo de calor, além de se deformar microscopicamente, também se deforma macroscopicamente, orientando-se para a região de concentração de pontos de contato (Clausing, 1966 a,b,c).

2.1.5 - RUGOSIDADE SUPERFICIAL

O efeito da rugosidade na resistência térmica é de fundamental importância. A rugosidade determina o grau de acabamento superficial e, portanto, o número de contatos quando se acoplam duas superfícies. Quanto maior a rugosidade, maior a resistência, pois quanto mais rugosas as superfícies, maior a dificuldade de obter contato físico e maior a área dos interstícios.

Entende-se por superfície lisa aquela cuja rugosidade é muito pequena, já que esta não pode ser eliminada, nem pelo processo de acabamento superficial mais sofisticado. À medida que a pressão da interface das superfícies aumenta, o efeito da rugosidade diminui; isto é particularmente verdadeiro para superfícies bastante rugosas (Yovanovich and Rohsenow, 1967; Barzelay et alii, 1955; Mikic and Rohsenow, 1966).

2.1.6 - ONDULAÇÃO SUPERFICIAL

Ao contrário da rugosidade, o efeito da ondulação pode ser eliminado, através de uma preparação superficial adequada, ou pressionando o acoplamento de maneira que ocorra contato macroscópico em toda a superfície. Verifica-se que o efeito da rugosidade interfere no efeito da ondulação diminuindo-o de tal maneira que, quanto maior a rugosidade, menor o efeito da ondulação. Em outras palavras, o efeito da ondulação é relativo, tornando-se mais importante à medida que as superfícies se tornam

mais lisas e onduladas. Isto é compreensível, considerando que a rugosidade pode ir aumentando até confundir-se com ondulação (Yovanovich and Rohsenow, 1967; Mikic and Rohsenow, 1966). Entende-se por superfície plana aquela cuja ondulação é muito pequena ou inexistente. A ondulação é o resultado do efeito conjunto de dois parâmetros superficiais: o comprimento de onda e a altura da ondulação. O comprimento de onda corresponde à média das distâncias entre dois picos ou dois vales sucessivos de uma ondulação no perfil de uma superfície, e a altura à média das distâncias entre o ponto mais alto (pico) e o ponto mais baixo (vale).

2.1.7 - PRESSÃO DE CONTATO

Barzelay et alii (1955) estão entre os primeiros estudos do fenômeno da transferência de calor através de interfaces. Seu trabalho baseou-se em dados experimentais, obtidos de aparatos por eles projetados e construídos. Obtidos os primeiros resultados, estes pesquisadores logo perceberam a importância da pressão de contato na resistência térmica.

O efeito da pressão de contato é inversamente proporcional à resistência térmica: o aumento da pressão implica o decréscimo da resistência. Porém esta relação não é linear, sendo este efeito mais pronunciado para pequenas pressões (Barzelay et alii, 1955; O'Callaghan and Probert, 1972).

O aumento da pressão resulta na redução do volume dos interstícios e, portanto, na redução da resistência térmica ao fluxo de calor que atravessa o fluido intersticial, isto devido a uma maior proximidade das superfícies. O aumento da pressão entre as superfícies resulta também no aumento da área real de contato pois, à medida que a pressão vai aumentando, os picos de maior altura, que se tocavam inicialmente, se deformam, primeiro elasticamente, depois plasticamente, ocorrendo a penetração dos picos da superfície de maior dureza na de menor dureza, enquanto simultaneamente, alguns picos passam a se

tocarem (Fenech and Rohsenow, 1963; Fried and Costello, 1962). O efeito desta pressão depende do acabamento superficial da peça: para superfícies extremamente lisas e onduladas, predomina a deformação elástica; já para superfícies rugosas e planas, a deformação plástica (Yovanovich and Rohsenow, 1967).

2.1.8 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO FLUIDO INTERSTICIAL

A presença de um fluido nos interstícios de uma interface de contato representa um caminho adicional pelo qual o calor pode fluir. Quanto maior a condutividade térmica deste fluido, menor a resistência térmica de contatos, de forma que acoplamentos sob vácuo devem apresentar grande resistência.

O fato de esta resistência possuir uma dependência linear com a condutividade do fluido demonstra que a troca de calor por convecção é desprezível. (Yovanovich and Rohsenow, 1967).

É um procedimento normal a utilização de graxas térmicas para reduzir a resistência térmica de contatos. Estas graxas, sendo pastosas, se bem aplicadas, preenchem os espaços intersticiais, apresentando um meio bastante condutivo, de fácil transferência de calor.

2.1.9 - DUREZA DO MATERIAL

Por dureza de um material, entende-se a capacidade de este resistir à penetração; quanto maior a dureza do material menos duro, maior a resistência térmica de contatos, isto porque menor é a deformação dos picos das asperezas, e portanto, menor a área de escoamento do fluxo de calor. A dureza pode ser determinada por qualquer um dos testes padronizados: Brinell, Rockwell, Knoop, Vickers (Yovanovich and Rohsenow, 1967).

2.1.10 - MÓDULO DE ELASTICIDADE

O módulo de elasticidade é a propriedade mecânica que determina a resistência de um material à deformação elástica. As microirregularidades das superfícies sob pressão deformam-se plasticamente, enquanto as macroirregularidades sofrem deformação elástica. Quanto maior o módulo de elasticidade, maior a resistência térmica ao fluxo de calor, pois menor a deformação e, portanto, menor a área de contato. Verifica-se que a importância do módulo de elasticidade é maior para superfícies lisas onduladas. Clausing (1966 a,b,c), baseando-se na teoria de Hertz, determinou a resistência térmica de contatos para duas calotas esféricas pressionadas entre si. Hertz desenvolveu a equação que calcula a área deste contato.

2.1.11 - TEMPERATURA MÉDIA DA INTERFACE

Muito pesquisadores observaram a influência do nível de temperatura da interface na resistência de contatos, como: Weills e Ryder (1949); Barzelay et alii (1954 e 1955); Yovanovich e Rohsenow (1967). Considerando os vários parâmetros que afetam a resistência de contatos e que são influenciados pela temperatura, verifica-se que o seu efeito só se torna importante acima de 1000^oF. Os principais parâmetros afetados pela temperatura são: as condutividades térmicas do metal e do fluido intersticial, as propriedades mecânicas dos materiais, como: dureza, módulo de elasticidade, etc. Para temperaturas acima de 1000^oF, o mecanismo de troca de calor por radiação torna-se importante. Analisando estes parâmetros conjuntamente, conclui-se que: quanto maior o nível de temperatura, menor a resistência térmica de contatos.

2.1.12 - PRESSÃO DO FLUIDO INTERSTICIAL

Na Figura 2.2 (Yovanovich and Rohsenow, 1967) está representada numa curva típica que relaciona a pressão de um fluido intersticial gasoso com a resistência térmica. Verifica-se a presença de dois patamares de resistência aproximadamente constantes. O patamar mais alto corresponde a medidas da resistência no vácuo, enquanto o mais baixo corresponde a medidas em ambiente sob pressão atmosférica ou maior.

Esta curva varia ligeiramente com o material dos corpos, geometria das superfícies, gás que ocupa os interstícios, pressão de contato, etc. O comportamento desta curva é explicado pela teoria cinética dos gases, isto é, pela comparação do caminho livre médio das moléculas com a altura média dos interstícios.

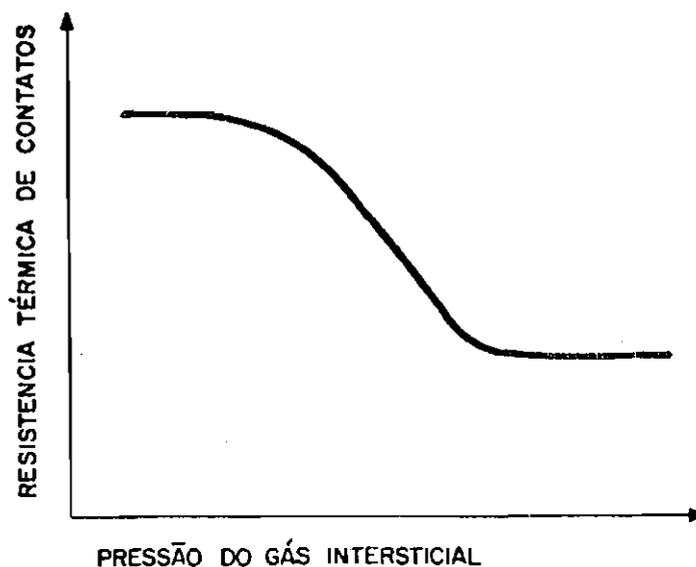


Fig. 2.2 - Dependência da resistência térmica com a pressão do gás intersticial.

2.1.13 - PRESENÇA DE UM METAL NA JUNÇÃO DE CONTATO

Barzelay et alli (1954 e 1955), em suas investigações experimentais, verificaram que a resistência de contatos pode ser reduzida pela inserção de um material de alta condutividade na junção; isto ocorre principalmente para superfícies lisas, onde o material inserido pode ocupar grande parte do espaço intersticial. Fried e Costello (1962), Weills e Ryder (1949) e Getty e Tatro (1967) verificaram que a inserção de lâminas finas de um metal maleável reduzem esta resistência, pois estes metais deformam-se mais facilmente, preenchendo melhor as irregularidades superficiais. Porém, para lâminas excessivamente finas, este efeito se inverte pois o metal não ocupa completamente os interstícios,

apresentando-se como material adicional para transferência de calor. Desta forma, há uma espessura ideal, acima ou abaixo da qual a tendência é de aumentar a resistência de contato. A espessura ideal depende de vários fatores como: dureza do material, carga aplicada, acabamento das superfícies, etc. (Yovanovich and Rohsenow, 1967). Mikic e Carnasciali (1970) estudaram esta influência e desenvolveram um modelo físico-matemático para o cálculo da resistência térmica de um acoplamento com um metal inserido entre as superfícies.

2.1.14 - EFEITO DIRECIONAL

Dado um acoplamento, se a direção do fluxo de calor for invertida, a resistência térmica de contatos se modifica devido ao efeito direcional. Barzelay et alii (1955) foram os primeiros a registrar este efeito. Rogers (1960), seguindo sugestão feita por Barzelay, realizou experimentos que confirmaram a existência do efeito direcional. Clausing (1966 a,b,c) atribuiu este efeito às tensões térmicas que a uma determinada temperatura diferem para materiais distintos, modificando a superfície e, portanto, a resistência de contatos. Thomas e Probert (1970) também pesquisaram o assunto, verificando que pode ocorrer o efeito direcional também para superfícies de mesmo material; estes autores concluíram que este efeito é função principalmente do acabamento superficial. O'Callaghan e Probert (1974) obtiveram mais de 800 valores de resistência e os compararam com resultados previamente obtidos, concluindo que, na realidade, este efeito não está bem compreendido, pois os resultados e observações entre os vários pesquisadores são conflitantes entre si.

2.1.15 - HISTÓRIA DO ACOPLAMENTO COM RESPEITO AO NÚMERO DE COMPRESSÕES E DESCOMPRESSÕES

O'Callaghan e Probert (1974), assim como Clausing (1966 a,b,c), observaram a influência da história do acoplamento com respeito ao número de compressões e descompressões, pois as propriedades mecânicas dos materiais se modificam à medida que as superfícies são trabalhadas, efeito este já discutido anteriormente.

2.1.16 - FILMES DE ÓXIDO NA SUPERFÍCIE

Apesar de a influência dos filmes de óxido ser aceita por todos os pesquisadores que trabalham nesta área, foram poucos os que se preocuparam com o estudo deste fenômeno a ponto de estabelecer um modelo físico-matemático para a resistência térmica de contatos entre superfícies oxidadas; entre eles estão: Fried e Kelley (1965), Yip (1974), Al-Astrabadi et alii (1980). Normalmente este filme é eliminado das superfícies a serem acopladas e, portanto, eliminada a sua influência. Verifica-se, pelas datas destes trabalhos, que a preocupação em estudar este assunto é recente e que muito ainda há para ser analisado e entendido.

2.2 - CONCLUSÃO

Após a análise destes fatores que influenciam a resistência de contatos pode-se concluir que a construção de um modelo físico-matemático capaz de descrever o fenômeno em sua totalidade é, na prática, inviável. Existem vários modelos aproximados, mas todos consideram a influência de apenas alguns fatores, mantendo os outros constantes. Cada um destes modelos só pode ser aplicado para determinadas situações, de maneira que é necessário conhecer profundamente o contato em consideração para a escolha da formulação mais adequada, a fim de obter uma boa estimativa do valor da resistência térmica. Devido à complexidade de fatores que afetam esta resistência, espera-se que resultados mais concretos sejam obtidos por análise experimental, onde os contatos de interesse são simulados e a resistência medida diretamente.

CAPÍTULO 3

PESQUISAS EM RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATOS

Neste capítulo são abordados diversos trabalhos desenvolvidos em resistência térmica de contatos. Estes modelos físicos e trabalhos experimentais são brevemente descritos em ordem cronológica. A análise destes define os modelos matemáticos de interesse para o presente trabalho, os quais são tratados separadamente.

3.1 - EVOLUÇÃO CRONOLÓGICA

Na década de 1940, quando surgiu a necessidade de conhecer o mecanismo de transferência de calor através de interfaces formadas por superfícies em contato, foram desenvolvidos os primeiros trabalhos em resistência térmica de contatos. Como este fenômeno era desconhecido até então, antes que pudesse ser modelado física e matematicamente, fez-se necessário investigá-lo experimentalmente. Desta forma surgiram os primeiros trabalhos experimentais, que visavam satisfazer projetos específicos nos quais, de uma forma ou de outra, os autores estavam diretamente envolvidos. Isto ocorreu com Brunot e Buckland (1949). E Barzelay et alii (1954 - 1955), interessados em determinar a condutância térmica de contatos encontrados normalmente em projetos aeronáuticos, desenvolveram um extenso trabalho experimental, cujas conclusões permitiram que alguns pesquisadores voltassem seus esforços para modelar este fenômeno físico. Fried e Costello (1962) estiveram entre os primeiros a estudar o problema da resistência térmica de contatos para aplicações espaciais, mais especificamente satélites. Estes estudiosos partiram da hipótese de que o calor era transferido através de três mecanismos básicos, considerados como resistências em paralelo: condução através dos pontos materiais em contato físico, condução através do fluido contido nos interstícios e radiação. Este modelo não considerava a deformação das linhas de fluxo de calor.

Fenech e Rohsenow (1963), criaram o primeiro modelo de importância para o entendimento deste mecanismo. Eles consideraram os pontos de contato: uniformemente espalhados na superfície de interface, circulares, de dimensões constantes, e os idealizaram como cilíndricos. Desta maneira o estudo de um ponto de contato seria suficiente para determinar a resistência térmica da interface. A Figura 3.1 apresenta o modelo físico por eles adotados; onde D representa o diâmetro da célula unitária; a_m e δ , o raio e a altura médios das rugosidades de cada superfície, respectivamente.

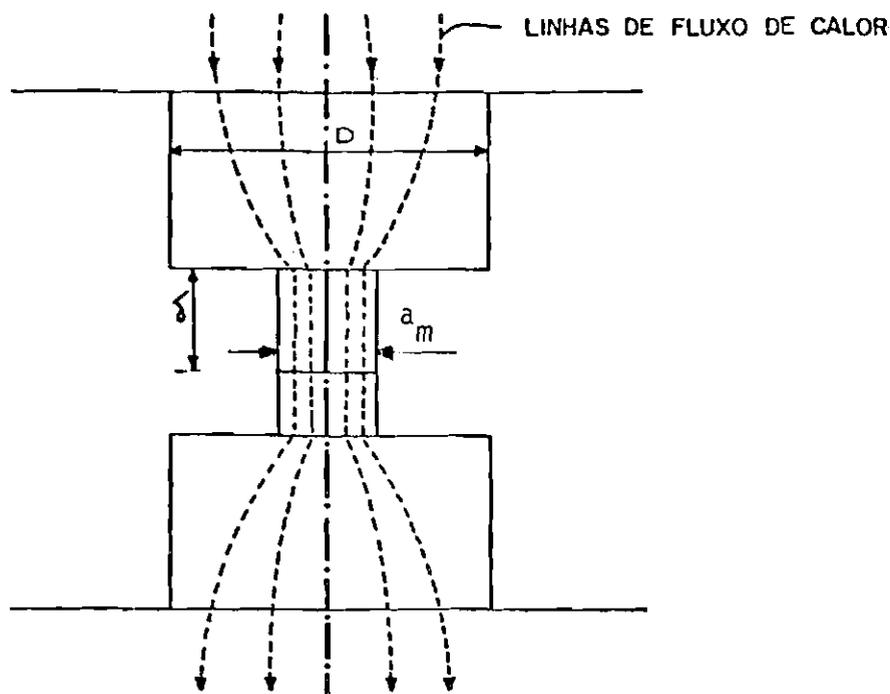


Fig. 3.1 - Modelo físico de Fenech and Rohsenow

Clausing (1966 a,b,c) observou que os modelos até então existentes pressupunham uma distribuição uniforme de pontos de contato na interface, o que corresponde a superfícies rugosas e completamente planas. Estas superfícies, porém, são muito difíceis de ser obtidas e não correspondem à realidade em engenharia. Devido ao processo de fabricação, as superfícies apresentam ondulações e, quando acopladas, surgem regiões de concentração de pontos de contato, o que implica o fluxo de calor sofrer, além da microconstrição prevista no modelo de Fenech e

Rohsenow, uma macroconstrução. Este autor considerou a resistência térmica de contatos entre superfícies como sendo formada por três resistências em série: a resistência devido à macroconstrução, à microconstrução e ao filme de óxido superficial. Para calcular a área de macrocontato, Clausing representou as ondulações superficiais através de calotas esféricas (ver Figura 3.2) e utilizou a teoria de Hertz (Timoshenko and Goodier, 1970), que determina a área de contato entre superfícies esféricas pressionadas entre si considerando deformação elástica. Ele ainda supôs que os microcontatos encontram-se uniformemente distribuídos nas áreas de macrocontato, utilizando a teoria desenvolvida por Hoess (Clausing, 1966 a,b,c) para calcular a resistência de microconstrução. A resistência do filme de óxido superficial não foi considerada, pois ele testou acoplamentos cujas superfícies estavam isentas desta película.

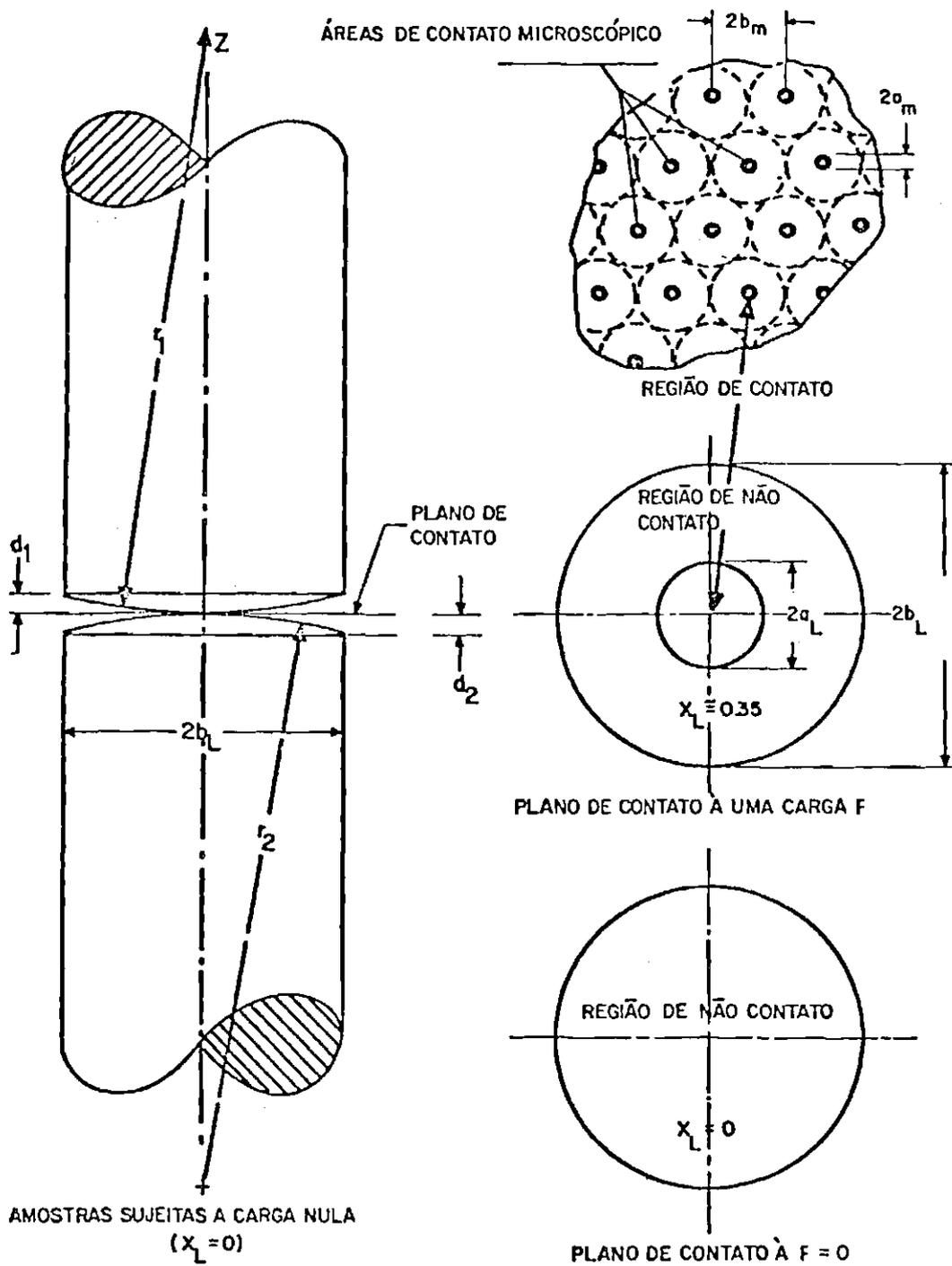


Fig. 3.2 - Macro e microcontatos

FONTE: Clausing (1966 c) p.3

Mikic e Rohsenow (1966), desenvolveram um modelo matemático para um modelo físico semelhante ao de Clausing. Estes pesquisadores concluíram que a macro e a microconstrução eram fenômenos semelhantes que poderiam ser descritos pela mesma formulação matemática, utilizando dimensões características para cada caso. A área do macrocontato foi estimada utilizando a teoria de Hertz. Eles verificaram que, na realidade, devido à presença da rugosidade, esta área era ligeiramente maior que a estimada, a partir do que desenvolveram uma equação que, a calcula com maior precisão. Esta teoria pode ser utilizada para estimar, a partir de características físicas superficiais, a resistência térmica de contatos.

Yovanovich e Rohsenow (1967), utilizaram as equações desenvolvidas por Mikic e Rohsenow para estudar o efeito da variação da dimensão dos pontos de contato ao longo da superfície de interface e da não-uniformidade de distribuição dos pontos de contato, para superfícies planas e rugosas. Yovanovich e Rohsenow também fizeram um estudo da de formação superficial, verificando que existem regiões onde ocorre deformação plástica e outras onde ocorre deformação elástica.

Na mesma época, alguns pesquisadores, observando que parâmetros superficiais, como: altura dos picos das asperezas e áreas de microcontato, possuíam distribuição gaussiana, para a maioria dos acabamentos superficiais encontrados, começaram a utilizar a teoria estatística para obter os parâmetros necessários à aplicação das teorias já desenvolvidas. Whitehouse e Archard (1970) verificaram que grande parte das superfícies utilizadas em engenharia apresentam características aleatórias, podendo ser tratadas como variáveis estatísticas. Thomas e Sayles (1974), utilizaram a teoria estatística para analisar o efeito da ondulação na resistência térmica de contatos. Jones et alii (1975) desenvolveram um método pelo qual previam os parâmetros de contato a partir da topografia das superfícies acopladas. Al-Astrabadi et alii (1979) verificaram, estatisticamente, os efeitos do acabamento superficial.

Verifica-se que os métodos estatísticos são os mais recentes e representam um caminho natural a ser seguido para uma compreensão mais profunda deste complexo fenômeno da transferência de calor entre superfícies em contato.

3.2 - MODELOS MATEMÁTICOS

Vários pesquisadores desenvolveram modelos matemáticos para seus modelos físicos. Tais desenvolvimentos, porém, em sua maioria, não chegaram a formulações que permitissem o cálculo teórico da resistência térmica de contatos. Três destes modelos matemáticos (Fenech and Rohsenow, 1963; Clausing and Chao, 1965 e Mikic and Rohsenow, 1966) alcançaram resultados, passíveis de ser utilizados na determinação destas resistências. O modelo de Fenech e Rohsenow, sendo o primeiro a ser desenvolvido, traz uma série de dificuldades práticas como a determinação de parâmetros de superfície que inviabilizam o seu uso (Chen et alii, 1985). No presente trabalho são utilizados somente os modelos de Clausing e de Mikic e Rohsenow.

3.2.1 - MODELO DE CLAUSING

A Figura 3.2 mostra a região de contato aparente entre dois cilindros de comprimento L e raios b_L idênticos. A dimensão da área macroscópica de contato é dada pela deformação elástica dos corpos em contato. A ondulação é representada por calotas esféricas de raios r_1 e r_2 , situadas no topo dos cilindros, na região de contato. A distância d da base da calota ao seu ápice representa a altura da ondulação.

Para este modelo físico, Clausing considerou que:

- a) L é grande comparado a b_L ;
- b) há contato perfeito ao longo da área de macrocontato, ou seja,
 $R_m \ll R_L$,
- c) só ocorre transferência de calor nas áreas de macrocontatos,

- d) as áreas das bases apostas ao contato do cilindro possuem temperatura uniforme,
- e) os materiais das superfícies são isotrópicos e homogêneos, de condutividade térmica constante com a variação de temperatura.

A equação da resistência R_L , devido aos macrocontatos, aplicando a teoria de Hoess, é dada por (Clausing and Chao, 1965):

$$R_L = \frac{g(x_L)}{2 \cdot a_L \cdot k_m} \quad , \quad (3.1)$$

onde x_L é a razão de constrição para áreas de macrocontato ($x_L = a_L/b_L$), a_L é o raio médio das áreas de macrocontato, b_L é o raio médio do fluxo de calor indeformado, k_m é a condutividade térmica média e $g(x_L)$ é o fator de atenuação da constrição, sendo dado por:

$$g(x_L) = 1 - 1,40925 x_L + 0,2959 x_L^3 + 0,05254 x_L^5 + 0,02105 x_L^7 + \dots$$

Adimensionalizando a Equação 3.1 obtêm-se:

$$\frac{h_L \cdot b_L}{k_m} = \frac{2 x_L}{\pi g(x_L)} \quad , \quad (3.2)$$

onde h_L é a condutância térmica devida ao macrocontato.

O cálculo da área de macrocontato é feito aplicando a teoria de Hertz, o qual resolveu o clássico problema da determinação da área de contato entre dois corpos esféricos de raios r_1 e r_2 sob deformação elástica. O raio desta área é:

$$a_L = \left[\frac{3P}{4} \left(\frac{1 - \gamma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \gamma_2^2}{E_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right] \quad , \quad (3.3)$$

onde P é a pressão aplicada no contato, γ_1 e γ_2 são as razões de Poisson, e E_1 e E_2 são os módulos de elasticidade dos corpos 1 e 2, respectivamente. Quando o raio da calota esférica é extremamente grande ($2 r_i \gg d_i$) a seguinte aproximação é válida:

$$\frac{d_i}{b_L} \cong \frac{b_L}{2r_i} \quad i = 1 \text{ ou } 2, \quad (3.4)$$

Considerando as Equações 3.4 e 3.3 e para $\gamma_1^2 = \gamma_2^2 = (0,1)^2$, o que é verdade para os metais de interesse, tem-se que (Clausing and Chao, 1965):

$$x_L = 1,285 \left[\left(\frac{P_a}{E_m} \right) \cdot \left(\frac{b_L}{dt} \right) \right]^{1/3}, \quad x_L < 0,65 \quad (3.5)$$

onde $dt = d_1 + d_2$ é a altura total da ondulação, $P_a = F/\pi b_L^2$ a pressão aparente de contato e E_m o módulo de elasticidade médio. O grupo adimensional $(P_a/E_m) \cdot (b_L/dt) = \zeta$ representa o grau de deformação das superfícies sob pressão.

Das Equações 3.5 e 3.2 tem-se:

$$\frac{h_L \cdot b_L}{K_m} = \phi(\zeta), \quad x_L < 0,65 \quad (3.6)$$

com:

$$\phi(\zeta) = \frac{2 \cdot (1,289 \zeta^{1/3})}{\pi \cdot g(1,285 \zeta^{1/3})} \quad (3.7)$$

O conjunto formado pelas Equações 3.6 e 3.7 fornece as curvas teóricas de Clausing que serão utilizadas na Seção 3.4, onde os três métodos escolhidos serão comparados entre si.

3.2.2. - MODELO DE MIKIC E ROHSENOW

Mikic e Rohsenow (1966), em seu modelo físico, consideraram os pontos de contato entre as superfícies circulares, de raio médio a_m , uniformemente distribuídos nas áreas de macrocontato. As áreas de macrocontato, devido a presença da ondulação, são subdivididas em círculos de raio b_m , bases de cilindros elementares, centrados nos pontos de contato como mostra a Figura 3.3. A área aparente de contato é, por sua

vez, dividida em círculos de diâmetro b_L , centrados nas áreas de macro contato.

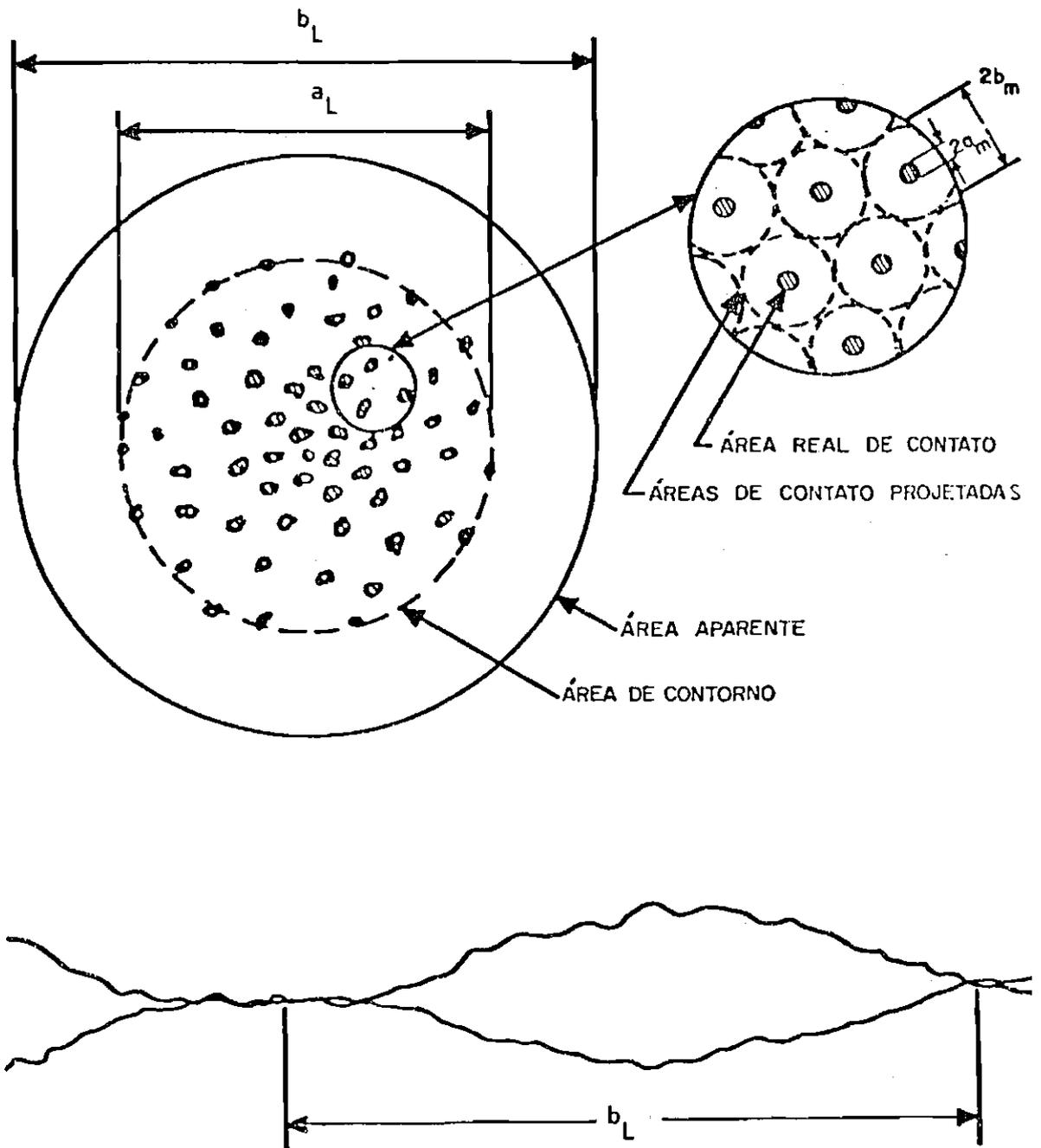


Fig. 3.3 - Modelo físico para contato esférico.

FONTE: Mikic et alii (1966), p. 29

No modelo térmico proposto, a distribuição de temperatura nos cilindros elementares é obtida através da equação de Laplace:

$$\nabla^2 T = 0 , \quad (3.8)$$

e das seguintes condições de contorno:

$$\left. \begin{array}{l} T = \text{constante para } z = 0 \quad 0 < \rho < a_m \\ K \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \text{ para } z = 0 \quad a_m < \rho < b_m \end{array} \right\} , \quad (3.9)$$

$$- K \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{Q}{\pi b_m^2} \text{ para } z \longrightarrow \infty , \quad (3.10)$$

$$K \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ para } \rho = b_m , \quad (3.11)$$

$$K \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ para } \rho = 0 . \quad (3.12)$$

A condição de contorno em dois domínios para $z = 0$ não permite solução analítica direta.

Desta forma, a resistência térmica de contatos é dada por:

$$R_m = \frac{8}{\pi K_m a_m} \phi \left(\frac{a_m}{b_m} \right) , \quad (3.13)$$

onde $\phi \left(\frac{a_m}{b_m} \right)$ é um parâmetro geométrico, dado por diferentes expressões, dependendo do tipo de aproximação que é feita para a Condição de Contorno 3.9 (Mikic and Rohsenow, 1966):

- $\phi_1 \left(\frac{a}{b} \right)$ é baseado em fluxo de calor de perfil parabólico ao longo da área de contato, sendo dado por:

$$\phi_1 \left(\frac{a}{b} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{a}{b} \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{sen}(\alpha_n \cdot b \cdot a/b) \cdot J_1(\alpha_n \cdot b \cdot a/b)}{(\alpha_n \cdot b)^3 \cdot J_0^2(\alpha_n \cdot b)} \quad (3.14)$$

com $J_1(\alpha_n \cdot b) = 0$;

- $\phi^2\left(\frac{a}{b}\right)$ é resultante do fato de considerar o campo de temperatura formado pela superposição dos efeitos de um número infinito de fontes uniformemente distribuídas na superfície em $z = 0$, sendo dado por:

$$\phi_2\left(\frac{a}{b}\right) = \left\{ \frac{\pi}{2} - \text{sen}^{-1}\left(\frac{a}{b}\right) - \left(\frac{a}{b}\right) \left[1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2\right]^{1/2} - \frac{3}{16} \left(\frac{a}{b}\right) \left[1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2\right] \right\} \quad (3.15)$$

- $\phi_3\left(\frac{a}{b}\right)$ é uma forma linearizada de ϕ_2 , sendo uma aproximação aceitável para valores na faixa de $0 < \frac{a}{b} \leq 0,6$, sendo dada por:

$$\phi_3\left(\frac{a}{b}\right) = \left[\pi - 4 \left(\frac{a}{b}\right) \right]; \quad (3.16)$$

- $\phi_4\left(\frac{a}{b}\right)$ é baseado em fluxo de calor constante na área de contato, sendo dado por:

$$\phi_4\left(\frac{a}{b}\right) = \left(\frac{b}{a}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1^2(\alpha_n \cdot b \cdot a/b)}{(\alpha_n \cdot b)^3 \cdot J_0^2(\alpha_n \cdot b)} \quad (3.17)$$

A Figura 3.4 (Mikic and Rohsenow, 1966) fornece as curvas obtidas a partir das expressões de ϕ em função de $\left(\frac{a}{b}\right)$. Neste trabalho utilizou-se o parâmetro $\phi_2\left(\frac{a}{b}\right)$ por apresentar a formulação mais simples, aliado ao fato de que a utilização de qualquer uma destas expressões não altera, de modo significativo, o resultado final. A não-utilização do parâmetro ϕ_3 é justificada por ser uma aproximação do parâmetro ϕ_2 válida apenas para uma faixa limitada de valores da razão $\left(\frac{a}{b}\right)$.

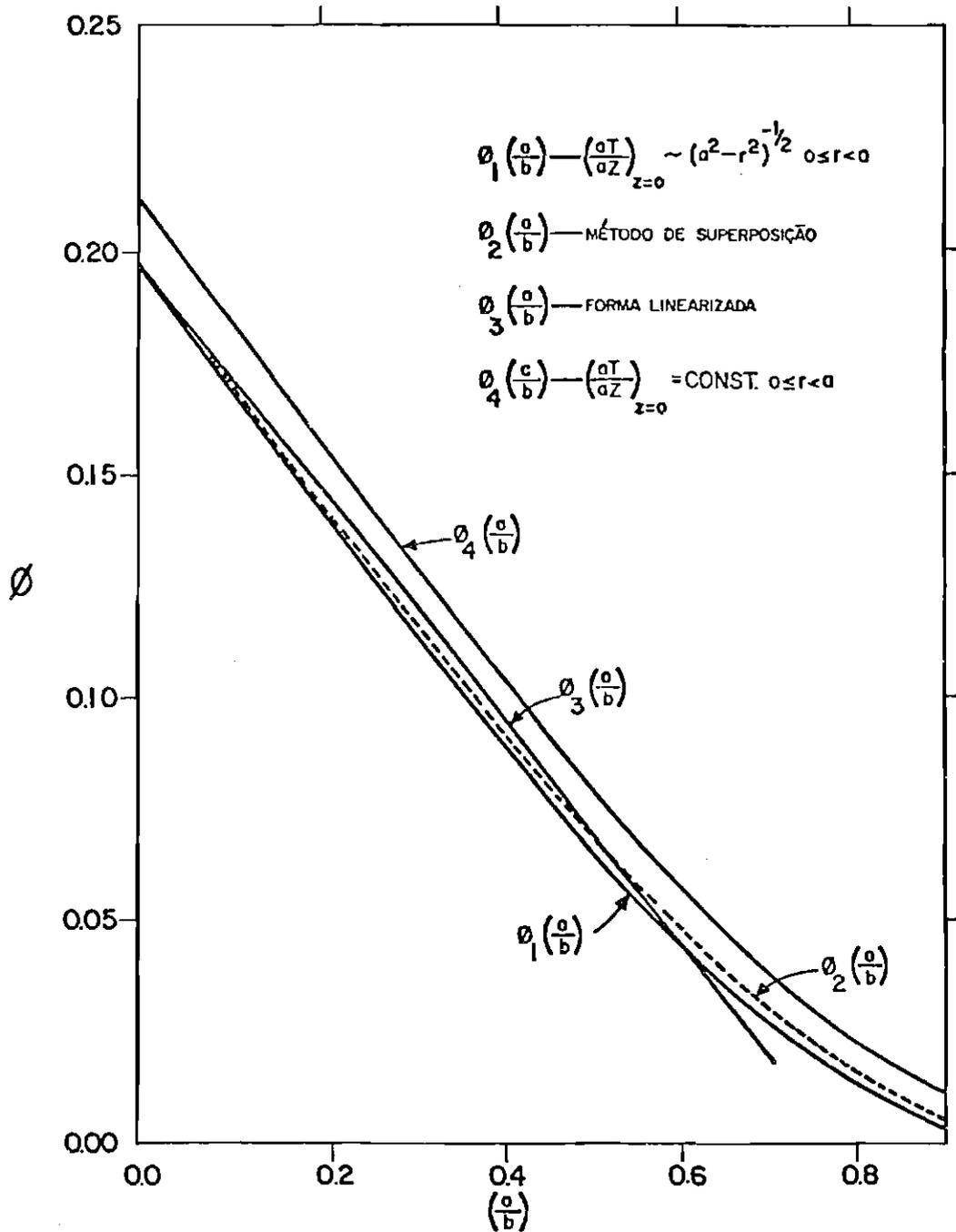


Fig. 3.4 - Parâmetro geométrico ϕ .

FONTE: Mikic et alii (1966), p. 31

Desta forma, a resistência térmica para microcontatos por unidade de área aparente é dada por:

$$R_m = \frac{8 \phi(a_m/b_m)}{\sqrt{\pi} K_m \sqrt{n} (a_m/b_m)}, \quad (3.18)$$

onde n representa a densidade de pontos de contato.

O modelo térmico para macrocontatos é geometricamente similar ao modelo adotado para cada cilindro elementar, conforme descrito na Seção 3.1, de modo que as expressões obtidas para micro e macrocontatos são as mesmas, utilizando os parâmetros geométricos adequados para cada caso.

Assim, tem-se:

$$R_L = \frac{4 L \phi(a_L/b_L)}{K_m (a_L/b_L)}. \quad (3.19)$$

Das equações 3.18 e 3.19 tem-se que a resistência térmica de contatos é dada por:

$$R = R_m + R_L = \frac{8 \phi(a_m/b_m)}{K_m (a_m/b_m) \sqrt{\pi} n} + \frac{4 \phi(a_L/b_L) \cdot L}{K_m \cdot (a_L/b_L)}. \quad (3.20)$$

A área de macrocontato é determinada através da fórmulação de Hertz, de modo que a_L/b_L é obtido da Equação 3.5. Analisando a deformação superficial dos corpos em contato, chega-se às seguintes expressões:

$$\frac{a_m}{b_m} = \frac{1}{(a_L/b_L)} \cdot \left(\frac{P}{H}\right)^{1/2}, \quad (3.21)$$

$$\frac{a_m}{b_m} = \frac{1}{2} \left[1 - \operatorname{erf} \left(\gamma/\sqrt{2} \cdot \sigma \right) \right], \quad (3.22)$$

$$\frac{2\sigma\sqrt{n}}{t_g^{\theta}} = \frac{e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}}{\sqrt{2\pi}}, \quad (3.23)$$

onde H representa a microdureza (Vickers ou Knoop) do material menos duro do acoplamento, Y a distância entre os planos médios das superfícies em contato, σ a rugosidade média quadrática ($\sigma = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_2^2}$) e θ o ângulo dos picos das asperezas.

Através deste conjunto de equações determinam-se a_m/b_m e \sqrt{n} , que, juntamente com os parâmetros de superfícies necessários e as propriedades dos materiais, permitem a utilização da Equação 3.20 no cálculo da resistência térmica de contatos.

3.3 - CORRELAÇÃO EXPERIMENTAL DE THOMAS E PROBERT

Para melhor compreensão do fenômeno em estudo, diversas investigações experimentais foram feitas por muitos pesquisadores. Thomas e Probert (1981), agruparam estes dados, e levantaram curvas médias, na intenção de prever, a partir de propriedades mecânicas e dados das superfícies em contato, a resistência térmica de contatos. Estes pesquisadores admitiram que a resistência é afetada pela dureza superficial, condutividade térmica e rugosidade superficial, cujas unidades são compostas pelo seguinte conjunto de dimensões: massa, comprimento, tempo, temperatura e quantidade de calor. Existem 3 equações independentes entre si que relacionam estes parâmetros, e, pelo Teorema dos π , podem ser agrupadas em $5-3 = 2$ grupos adimensionais: $h_c^* = h_c/\sigma.k$ e $F^* = F/\sigma^2.H$, onde F é a carga aplicada no contato.

A curva média para o alumínio levantada por Thomas e Probert foi obtida utilizando 240 dados experimentais, os quais, colocados em gráfico log-log, o qual relaciona F^* e h_c^* , fornecem a equação:

$$\ln h_c^* = 0,720 \ln F^* + 0,66 \pm 0,044 \ln F^* \pm 0,62, \quad (3.21)$$

Esta curva é comparada com as curvas teóricas de Clausing (1966, a,b,c) e Mikic e Rohsenow (1966) na Seção 3.4.

3.4 - COMPARAÇÃO ENTRE OS TRÊS MÉTODOS DESCRITOS

Esta comparação tem por objetivo analisar os métodos descritos na seção anterior. Isto é feito estudando o comportamento das curvas com a variação dos parâmetros de superfície. Tal análise é necessária para fornecer subsídios à escolha do método mais conveniente para o cálculo da resistência térmica dos contatos a serem descritos no Capítulo 4.

Para tal comparação, foram implementados no computador os três métodos descritos. As entradas deste programa são as propriedades mecânicas e de superfície dos metais acoplados. Têm-se como saída as três curvas de condutância térmica em função da pressão num mesmo gráfico. Para determinar o método mais adequado, é necessário o estudo do comportamento das curvas, variando os dados de entrada. Assim, vários conjuntos de curvas são obtidos para valores de superfície genéricos, de modo que diversos acoplamentos sejam analisados. Como o contato de interesse é formado por superfícies de alumínio 2024, foram utilizadas nesta análise as propriedades mecânicas deste material, com os valores de superfície mencionados no Capítulo 2, conforme a Tabela 3.1. Para formar estes conjuntos, as curvas foram agrupadas de acordo com a Tabela 3.2, onde:

- BL - comprimento de onda da ondulação,
- DT - altura máxima total da ondulação,
- RMS - rugosidade média quadrática,
- TGTT - tangente do ângulo θ .

TABELA 3.1

VALORES NUMÉRICOS UTILIZADOS NOS GRUPOS Nº 1 a 6 DE CURVAS CONFORME TABELA 3.2

		PEQUENA	MÉDIA	GRANDE
PARÂMETROS DE RUGOSIDADE	RUGOSIDADE - RMS - PÊS	$0,0361 \cdot 10^{-6}$	$5,00 \cdot 10^{-6}$	$25 \cdot 10^{-6}$
	TANGENTE DO ÂNGULO DOS PICOS DAS ASPE REZAS - TGTT	0,120	0,176	0,267
PARÂMETROS DE ONDULAÇÃO	COMPRIMENTO DE ONDA - BL - PÊS	0,0200	0,0425	0,0650
	ALTURA MÁXIMA DE ONDULAÇÃO DT - PÊS	$10 \cdot 10^{-6}$	$71 \cdot 10^{-6}$	$132 \cdot 10^{-6}$

TABELA 3.2

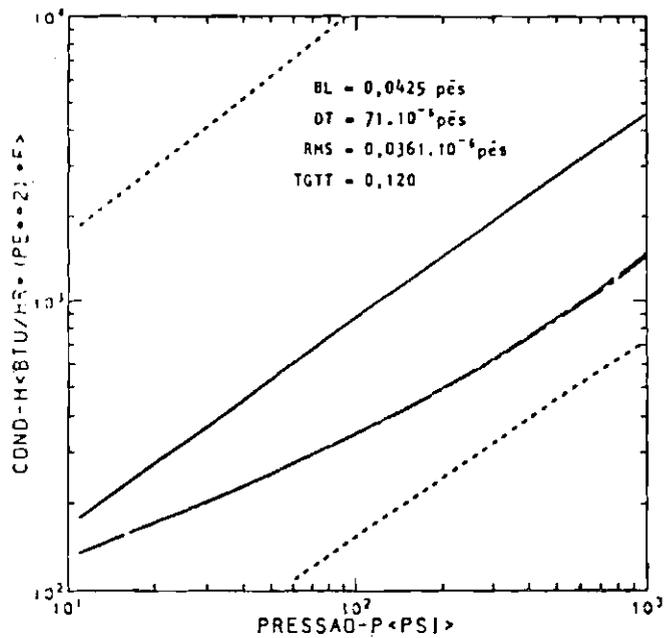
GRUPOS DE CURVAS UTILIZADOS NA COMPARAÇÃO DOS TRÊS MÉTODOS

GRUPO	RUGOSIDADE	COMPRIMENTO DE ONDA DA ONDU LAÇÃO	ALTURA MÁXI MA DA ONDU LAÇÃO	TANGENTE DO ÂNGULO DAS ASPEREZAS
1	VARIÁVEL	MÉDIO	MÉDIA	PEQUENA
2	VARIÁVEL	PEQUENO	PEQUENA	PEQUENA
3	VARIÁVEL	GRANDE	GRANDE	PEQUENA
4	MÉDIA	MÉDIO	MÉDIA	VARIÁVEL
5	MÉDIA	MÉDIO	VARIÁVEL	PEQUENA
6	MÉDIA	VARIÁVEL	MÉDIA	PEQUENA

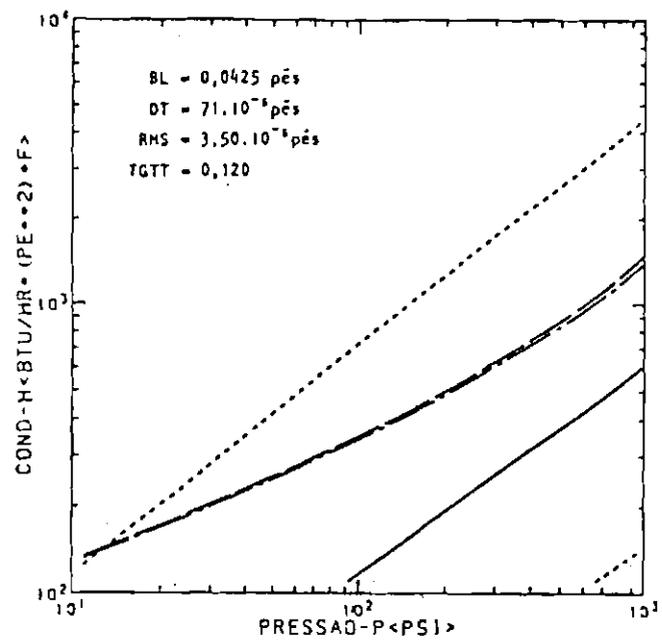
3.4.1 - ANÁLISE COMPARATIVA DOS CONJUNTOS DE CURVAS

Para que o comportamento das curvas seja perfeitamente entendido, é necessário que as observações sejam acompanhadas por considerações teóricas.

As teorias de Clausing (1966 a,b,c) e de Mikic e Rohsenow (1966) baseiam-se em modelos físicos semelhantes. A principal diferença entre elas está no fato de Mikic e Rohsenow considerarem a influência de microcontatos devidos à presença da rugosidade. Assim espera-se que para superfícies lisas (pouco rugosas) as curvas se aproximem bastante, isto é observado nas Figuras 3.5a, 3.6a e 3.7a. Analisando estas teorias, verifica-se que a importância da microconstrução cresce à medida que a macroconstrução do fluxo de calor se torna pequena, ou seja, para superfícies planas. As Figuras 3.5, 3.6 e 3.7 confirmam estas considerações, pois com a ondulação decrescente e a rugosidade crescente, aumenta a distância entre as curvas teóricas (Figuras 3.6a,b,c e d). A análise do grupo nº 3 de curvas (Figuras 3.7a,b,c e d), onde curvas teóricas estão bem próximas mesmo para superfícies muito rugosas, também confirma as observações anteriores.



(a)

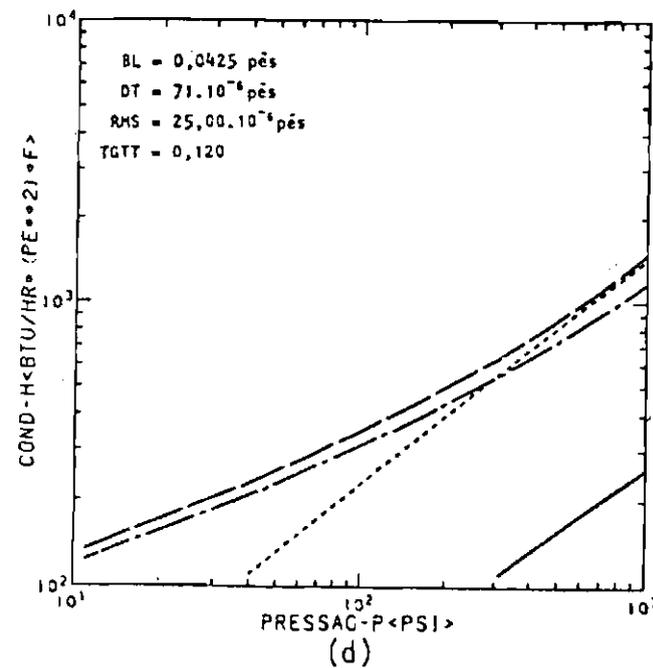
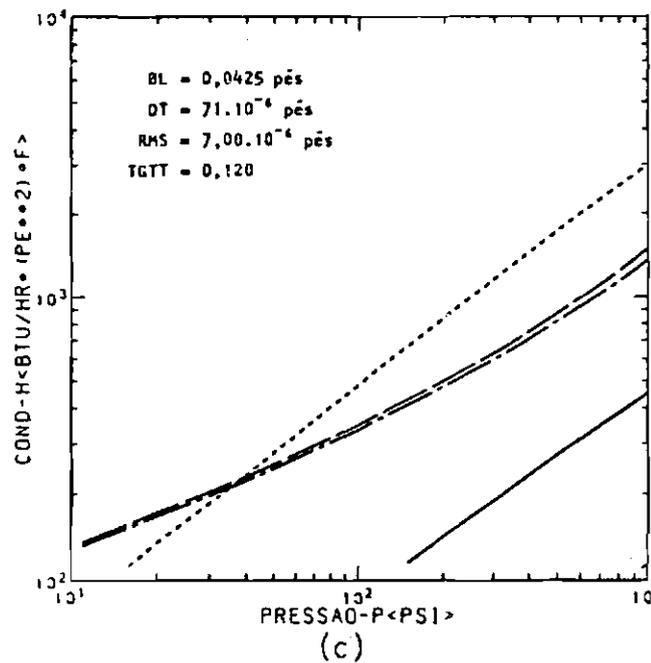


(b)

Fig. 3.5 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 1

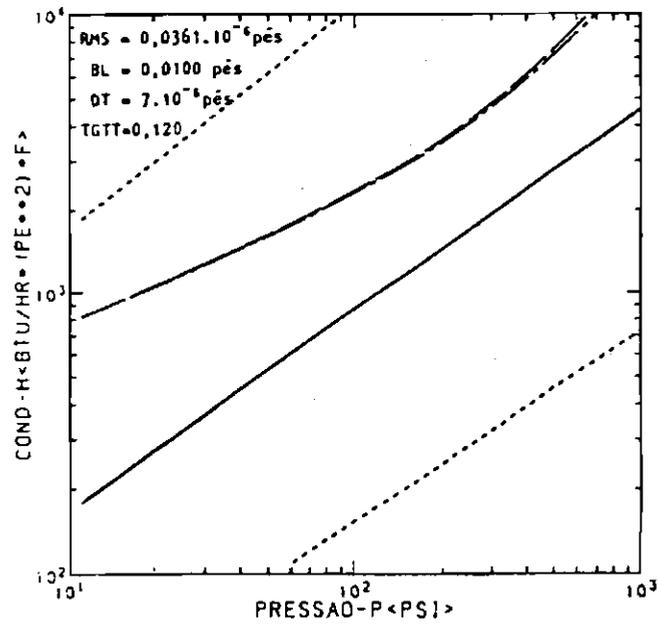
(continua)

(Fig. 3.5 - Conclusão)

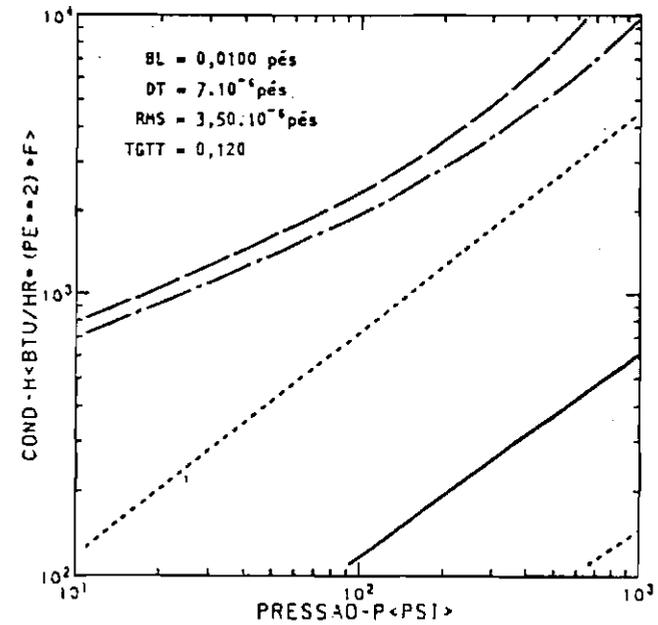


Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- Curva teórica de Clausing (1966 a,b,c)
- .-.-.- Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)



(a)

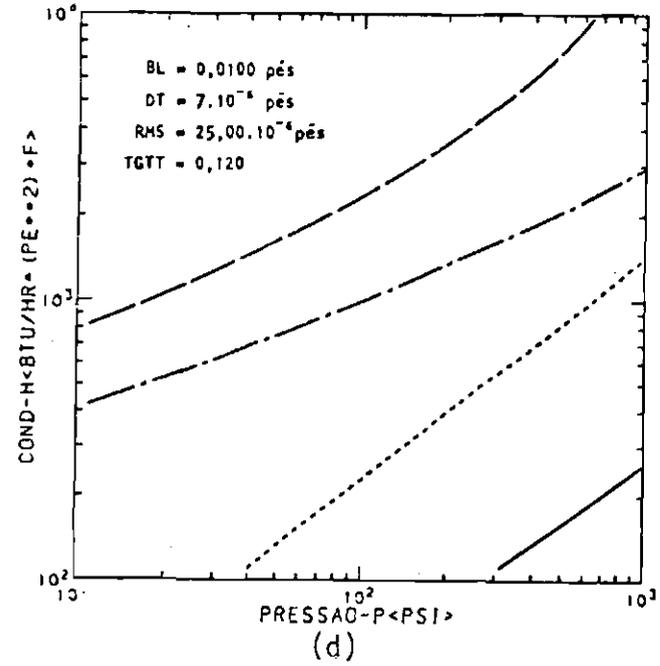
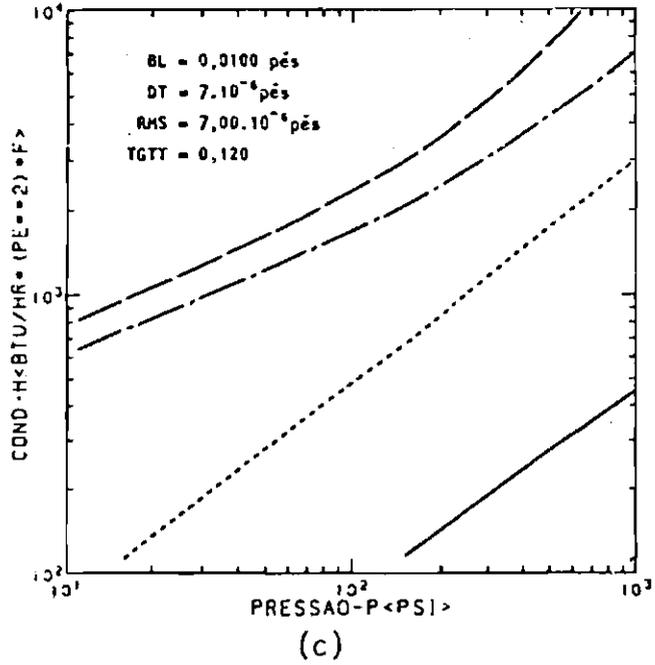


(b)

Fig. 3.6 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 2.

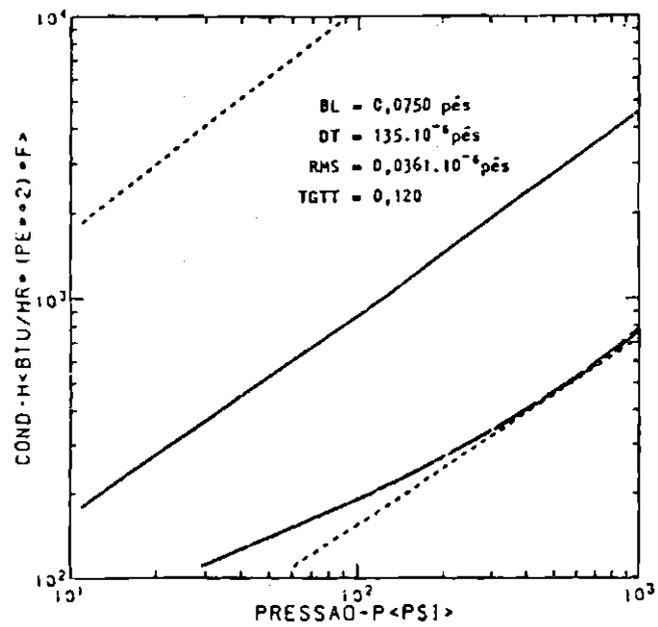
(continua)

(Fig. 3.6 - Conclusão)

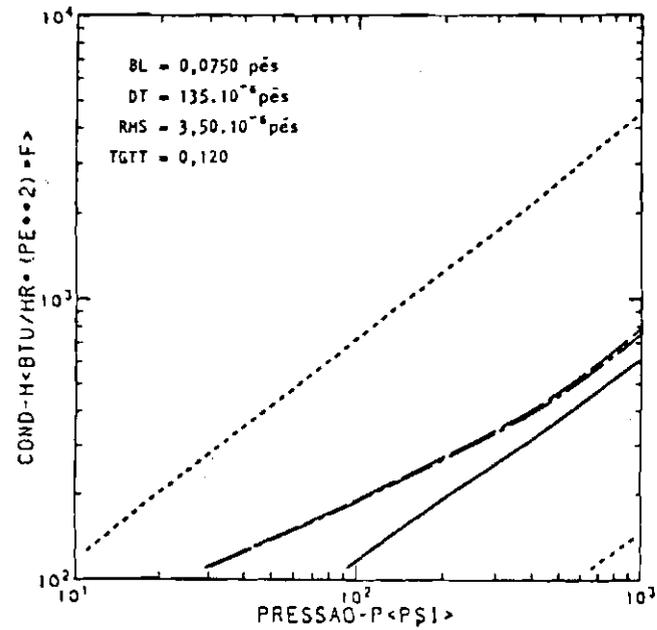


Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- Curva teórica de Clausius (1966 a,b,c)
- · — · — Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)



(a)

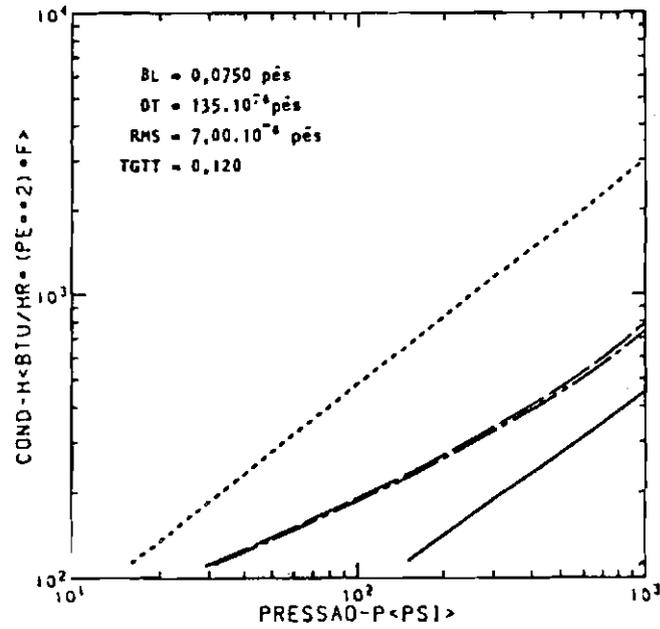


(b)

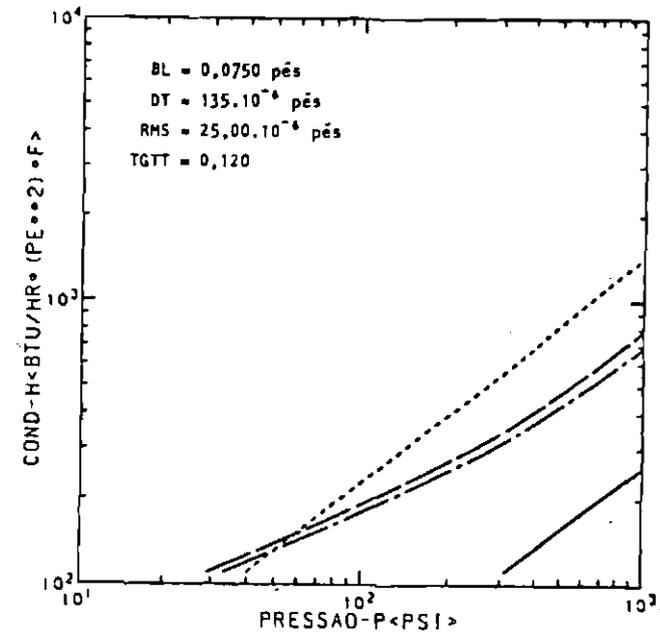
Fig. 3.7 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 3.

(continua)

(Fig. 3.7 - Conclusão)



(c)



(d)

Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- - - Curva teórica de Clausing (19-6 a,b,c)
- Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)

Um fato interessante é que as curvas devidas às duas teorias normalmente estão próximas e possuem curvatura semelhante.

Ao analisar os resultados obtidos através da correlação experimental de Thomas e Probert, deve-se ter em mente as hipóteses consideradas por eles, conforme descrito na Seção 3.3, onde o único parâmetro de superfície considerado foi a rugosidade. A correlação surgiu de dados experimentais de acoplamentos obtidos por diferentes pesquisadores e, analisando os trabalhos que deram origem a estes dados, verifica-se que os acoplamentos estudados estavam dentre os de superfícies reais, encontradas em engenharia, os quais portanto possuem ondulação. Desta forma, a não-inclusão do parâmetro ondulação significa que a correlação é válida somente para superfícies planas, mas que contém embutidos em seus coeficientes, valores de ondulação médias. É difícil avaliar este valor, pois é resultante do efeito conjunto do comprimento de onda e da altura máxima, mas pode-se esperar que a correlação produza bons resultados para superfícies que possuam ondulações médias.

A teoria de Clausing, por sua vez, considera apenas a influência da ondulação na resistência térmica de contatos. Desta forma pode-se esperar que para rugosidades muito grandes e/ou ondulações muito pequenas esta curva teórica se distancie bastante da correlação experimental. Isto é verificado através das Figuras 3.5c e d e 3.7d, que representam superfícies rugosas, e das Figuras 3.6a,b,c e d, para superfícies planas. Esta análise é extensiva à curva de Mikic e Rohsenow (1966), já que esta normalmente está próxima à de Clausing. Nota-se através das Figuras 3.5a,b e 3.7a,b e c que as curvas teóricas se aproximam da curva de correlação para superfícies de ondulação que variam de média para grande e rugosidade que varia de pequena para média, de acordo com as definições da Tabela 3.1. É também interessante notar que a correlação prevê valores de condutância de contatos menores que as teorias, para uma mesma pressão, exceção feita à superfícies de ondulação entre média e grande e rugosidade entre pequena e média (Figuras 3.5a e 3.7a).

A variação do ângulo dos picos das asperezas normalmente encontrada na prática, de 150° a 164° , modifica muito pouco, de modo quase imperceptível, a curva teórica de Mikic e Rohsenow, como se pode ver na Figura 3.8. Desta forma, o valor $\text{tg}\theta = 0,120$, sugerido por estes pesquisadores pode ser utilizado, já que é difícil a obtenção deste parâmetro superficial a partir dos perfis das peças em contato.

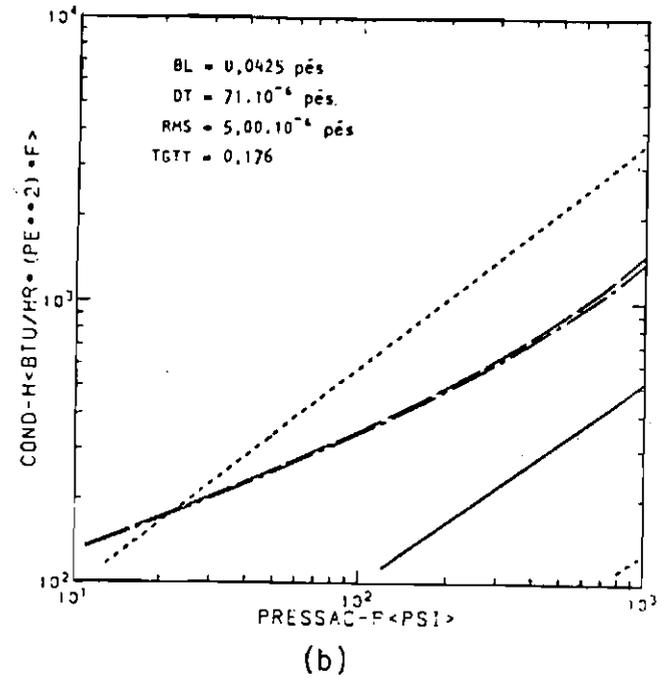
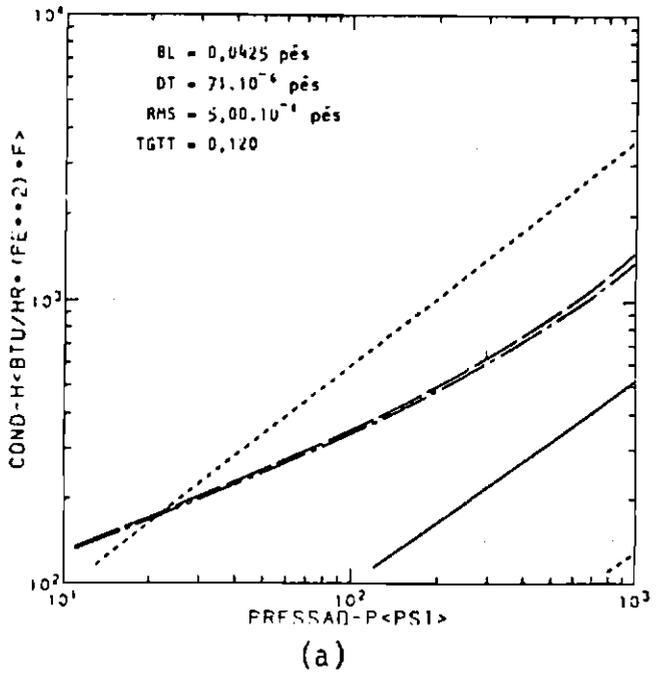
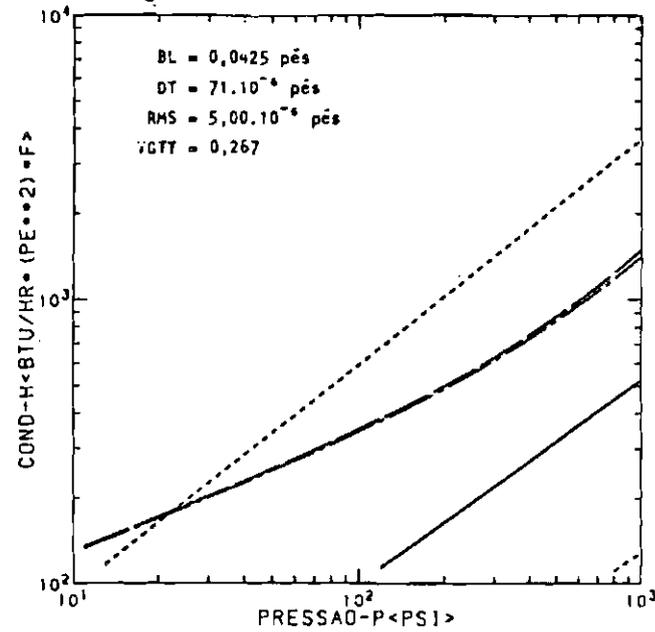


Fig. 3.8 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 4.

(continua)

(Fig. 3.8 - Conclusão)



(c)

Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- - - Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- . - Curva teórica de Clausius (1966a,b,c)
- · · Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)

Observando as Figuras 3.9a,b e c e 3.10a,b e c verifica-se que a influência da variação da altura máxima da ondulação é maior que a influência da variação do comprimento de onda. Aumentar os valores de algum destes parâmetros significa aumentar a ondulação das superfícies, conseqüentemente diminuir a condutância de contatos.

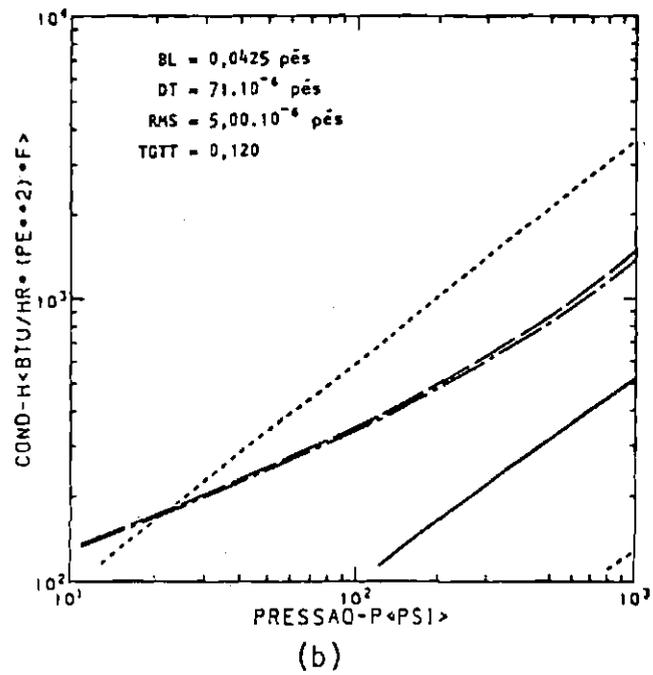
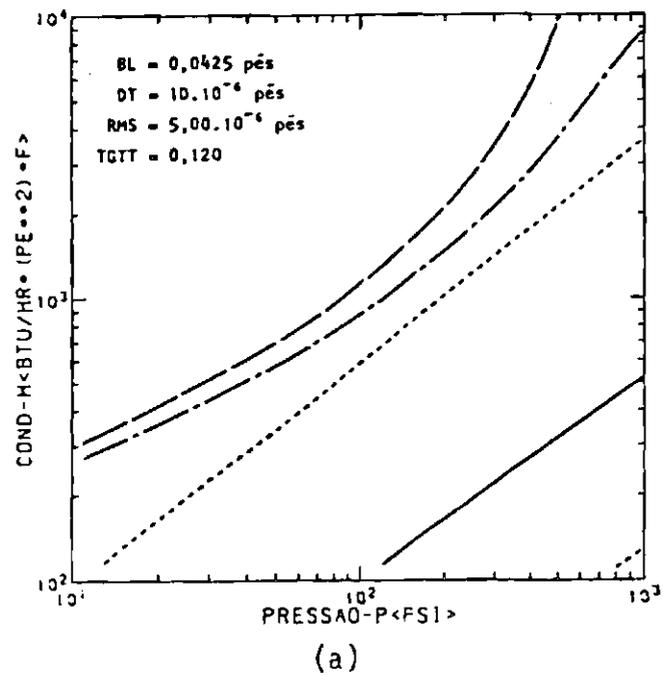
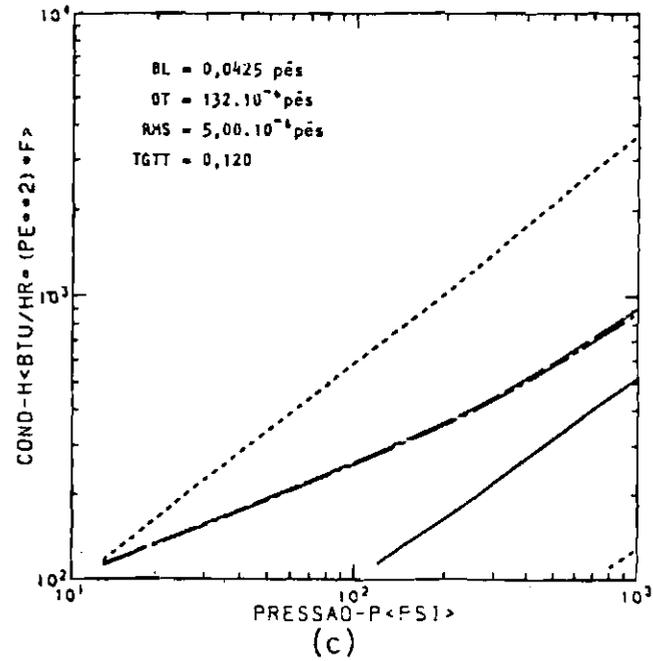


Fig. 3.9 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 5.

(continua)

(Fig. 3.9 Conclusão)



Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- - - Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- — — Curva teórica de Clausing (1966a,b,c)
- - - - Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)

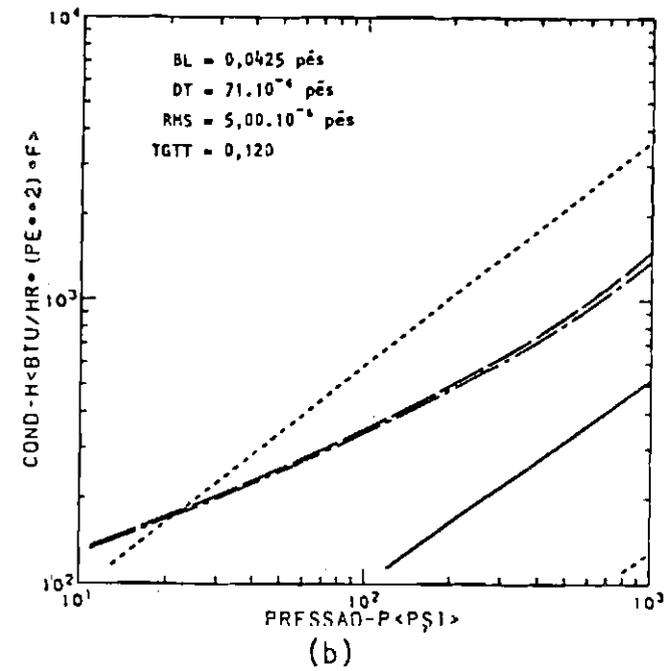
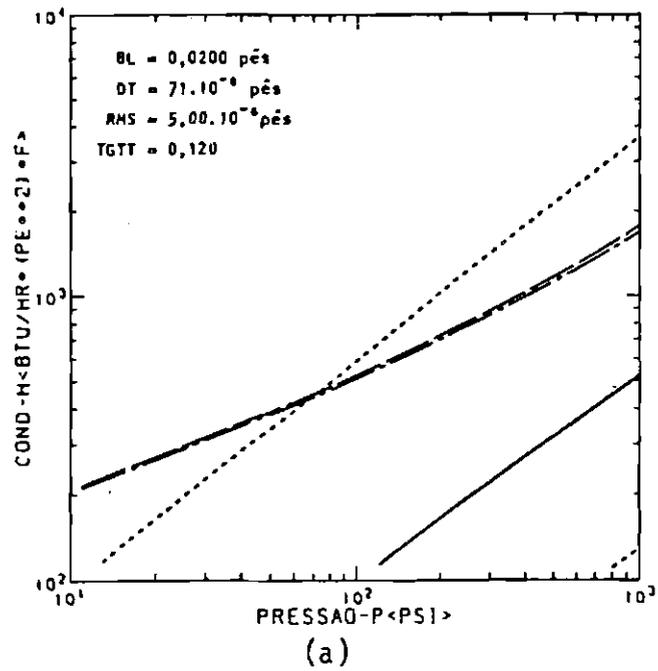
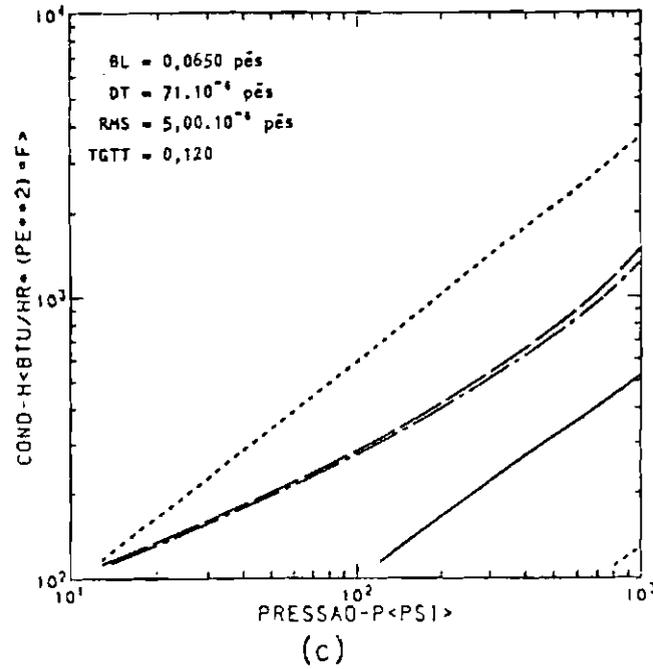


Fig. 3.10 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 6.

(continua)

(Fig. 3.10 - Conclusão)



Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- . - . Curva teórica de Clausing (1966a,b,c)
- Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)

É interessante notar que, para superfícies de comprimento de onda e rugosidade médios e altura máxima de ondulação pequena (ver Figura 3.9a), as curvas teóricas afastam-se apresentando um efeito semelhante ao de grande rugosidade. Isto é compreensível, pois a medida que a razão b_L/dt aumenta, descaracteriza-se a ondulação, tornando-se uma superfície de grande rugosidade.

Observa-se que a influência nas curvas exercida pelo primeiro incremento de qualquer um dos parâmetros é mais acentuada do que o incremento final, ou seja, o efeito deste sobre pequenos valores de parâmetros é grande; enquanto sobre grandes valores, é pequeno.

Desta análise pode-se chegar às seguintes conclusões:

- para os contatos estudados, a influência da macroconstricção é superior à da microconstricção na resistência térmica de contatos, pois as curvas teóricas de Mikic e Rohsenow sempre acompanham as de Clausing; isto é reforçado pelo fato de Mikic e Rohsenow, em sua teoria, darem o mesmo tratamento matemático para a micro e macroconstricção,
- como a teoria de Mikic e Rohsenow considera a macro e a microconstricção, espera-se que esta reproduza melhor a realidade que a de Clausing, que só considera a macroconstricção. Em relação à correlação experimental, como esta tem por dado de superfície somente a rugosidade, o mesmo é esperado,
- a correlação pode, para superfícies rugosas e/ou de pequena ondulação, servir de limite inferior para a condutância de contatos, quando este for a favor da segurança,
- no caso de superfícies pouco rugosas, a teoria de Clausing pode ser utilizada, pois ambas as curvas teóricas encontram-se muito próximas,

- a medida dos ângulos dos picos das asperezas pode ser omitida, su gerindo-se a utilização do valor $\text{tg}\theta = 0,120$.

3.5 - COMPARAÇÃO DOS TRÊS MÉTODOS COM DADOS EXPERIMENTAIS

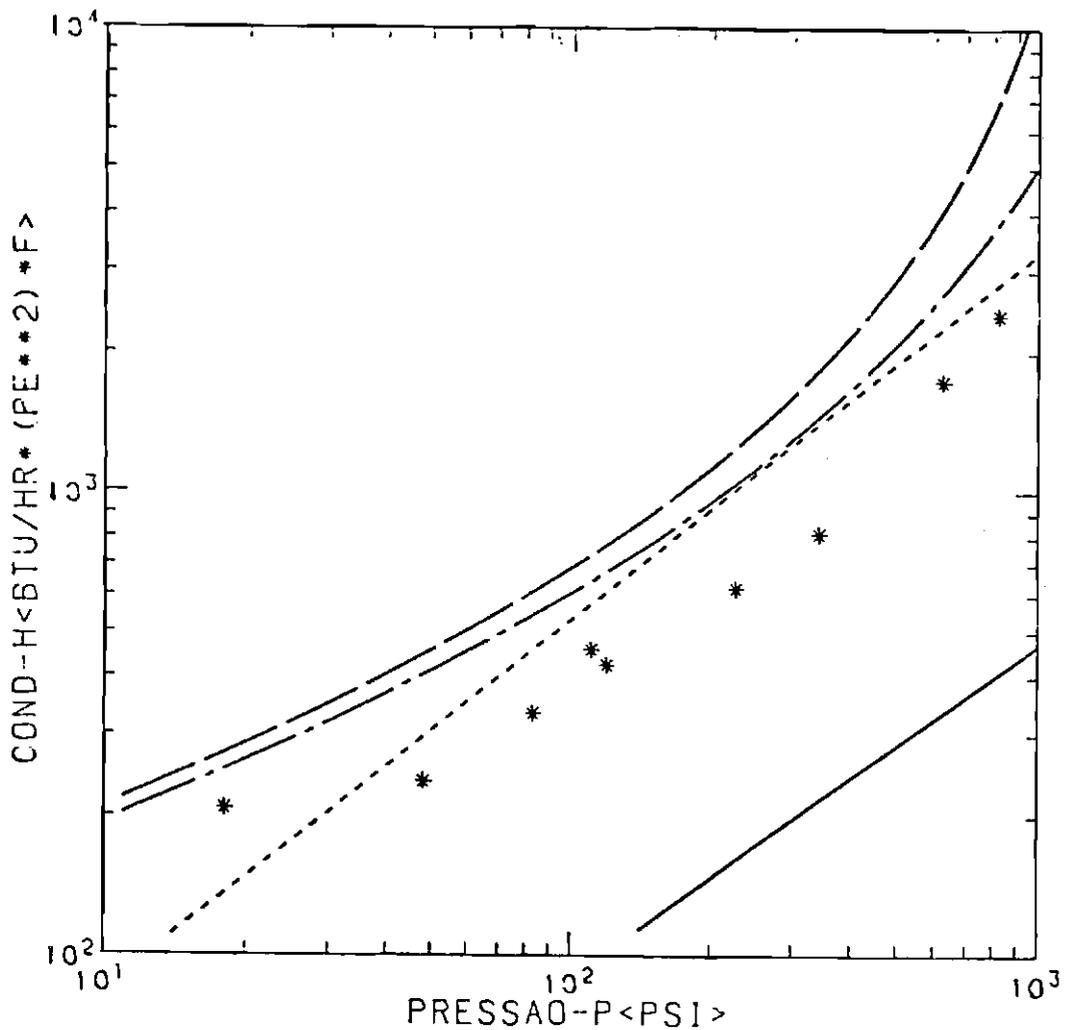
Fried e Kelley (1965), utilizando aparato por eles projetado e construído para a mediação da condutividade térmica de contatos, pesquisaram, dentre vários acoplamentos, dois semelhantes aos encontrados em aplicações espaciais, formados por superfícies de alumínio 2024 T4, que estão descritos na Tabela 3.3. Estes pesquisadores tinham por objetivo o estudo da influência de: parâmetros de superfície, propriedades mecânicas e pressão na resistência térmica de contatos. O alumínio a ser utilizado no primeiro satélite brasileiro é 2024 T351, cujas propriedades mecânicas são semelhantes ao 2024 T4. Assim os acoplamentos mostrados na Tabela 3.3 devem ser suficientemente próximos aos existentes entre os painéis estruturais e as caixas que contêm equipamentos eletrônicos, de forma que, do estudo comparativo destes dados experimentais com as curvas obtidas usando os parâmetros experimentais levantados por Fried e Kelley, pode-se estabelecer o método mais adequado para utilização no cálculo da resistência térmica para os acoplamentos de interesse.

TABELA 3.3

PARÂMETROS SUPERFICIAIS E PROPRIEDADES FÍSICAS DOS ACOPLAMENTOS

ACOPLAMENTO	SUPERFÍCIE	RUGOSIDADE RMS [μ in] σ	ONDULAÇÃO MÁXIMA [μ in] d	COMPRIMENTO DE ONDA DA ONDULAÇÃO [in] b_L	TANGENTE DO ÂNGULO DE DE CURVATURA DAS ASPERE ZAS	CONDUTIVIDADE TÉRMICA MÉDIA [Btu/hrpc °F] K	DUREZA SUPERFICIAL [psi] H	MÓDULO DE ELASTICIDADE [psi] Em
1	1A	49,5	150,0	0,55	0,120	69,5	$2,175 \times 10^5$	10^7
	1B	55,0	100,0	0,55	0,120	69,5	$2,175 \times 10^5$	10^7
2	2A	8,8	250,0	0,778	0,120	69,5	$2,175 \times 10^5$	10^7
	2B	8,8	100,0	0,778	0,120	69,5	$2,175 \times 10^5$	10^7

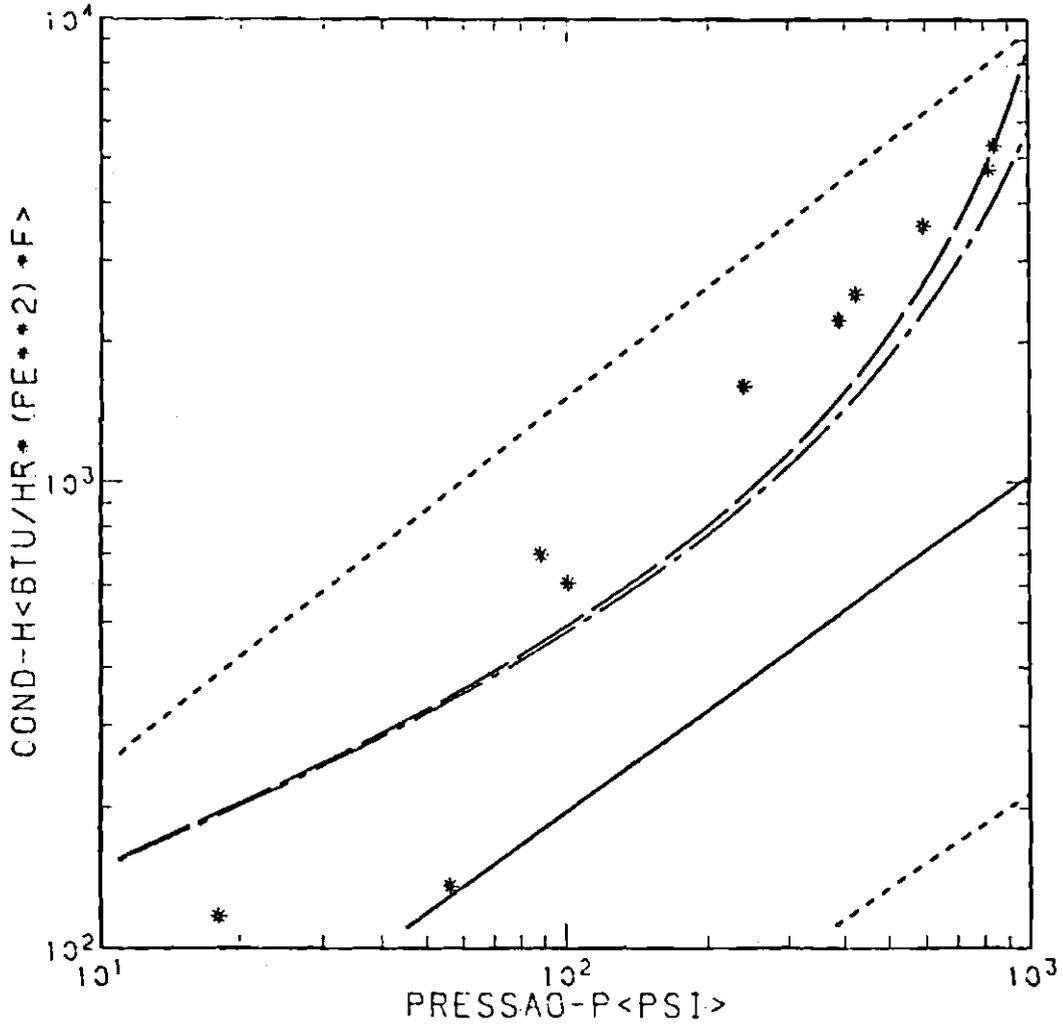
As Figuras 3.11 e 3.12 mostram a comparação entre os dados experimentais e as curvas, para cada acoplamento.



LEGENDA:

- Correlação experimental sw Thomas e Probert. (1981)
- - - - - Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- Curva teórica de Clausing (1966a,b,c)
- Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)
- * Pontos experimentais obtidos por Fried e Kelley (1965).

Fig. 3.11 - Comparação entre as curvas teóricas e da correlação com dados experimentais para o acoplamento nº 1.



LEGENDA:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- Curva teórica de Clausing (1966a,b,c)
- . - Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)
- * Pontos experimentais obtidos por Fried e Kelley (1965).

Fig. 3.12 - Comparação entre as curvas teóricas e da correlação com dados experimentais para o acoplamento nº 2.

Analisando estas Figuras, verifica-se que a maioria dos pontos experimentais aproximam-se mais das curvas de Clausing e de Mikic e Rohsenow do que da correlação experimental. Nota-se também que a correlação descreve melhor o acoplamento menos rugoso (nº 2) (Figura 3.12), o que está de acordo com observações feitas na seção anterior. Mesmo assim, está mais distante destes pontos que as curvas teóricas, o que justifica a não-utilização desta curva na previsão da resistência térmica de contatos. Deve-se então verificar qual das teorias é mais indicada para este tipo de acoplamento.

Primeiramente é interessante notar que para uma pressão de 100 psi, a previsão teórica da condutância térmica da curva de Clausing é 17% inferior que a de Mikic e Rohsenow para o acoplamento nº 1 e 4% para o acoplamento nº 2. Analogamente, para 1000 psi tem-se uma discrepância de 113% para o acoplamento nº 1 e 27% para o acoplamento nº 2. Pode-se então concluir que as curvas estão suficientemente distantes entre si para justificar a utilização de apenas uma delas. Não há dúvidas de que a curva de Mikic e Rohsenow está mais próxima dos pontos experimentais do que a de Clausing para o acoplamento nº 1. Isto porém não é tão evidente para o acoplamento nº 2 onde pode parecer à primeira vista que a curva de Clausing é a que melhor descreve os pontos experimentais. Observa-se que o ponto experimental mais distante da curva de Mikic e Rohsenow apresenta uma condutância térmica 27% superior à prevista por esta teoria e 0% em relação à prevista por Clausing, já que este ponto coincidentemente situa-se sobre esta curva. Da mesma forma, para o acoplamento nº 1 o ponto mais distante da curva de Mikic e Rohsenow apresenta uma condutância 65% inferior à prevista por esta teoria e 178% inferior à prevista por Clausing. Assim, na média, os pontos experimentais estão muito mais próximos da curva devida à teoria de Mikic e Rohsenow, como previsto na Seção 3.4.

Desta forma conclui-se que, para os acoplamentos investigados por Fried e Kelley o modelo proposto por Mikic e Rohsenow é o que melhor se aproxima dos dados experimentais, e como os acoplamentos encontrados no satélite brasileiro devem ser semelhantes a estes, é reco

mandável que as previsões teóricas da resistência térmica de contatos para estas aplicações sejam efetuadas através deste modelo.

3.6 - ANÁLISE DOS CONTATOS PROVÁVEIS DO SATÉLITE

Nesta seção é feita a análise dos contatos prováveis de ser utilizados no satélite, onde a determinação deste acoplamento se fará em função da necessidade de isolar ou de facilitar o escoamento de calor das caixas que contêm equipamentos eletrônicos para os painéis estruturais (ver Capítulo 4). Estes contatos são obtidos utilizando os valores médios de parâmetros de superfície dos acoplamentos testados por Fried e Kelley (1965), apresentados na Tabela 3.4. Outros conjuntos de curvas foram necessários para verificar a influência da variação de parâmetros na resistência térmica, sendo montados de modo a analisar os possíveis acoplamentos para os contatos em questão. Apesar das conclusões da seção anterior, o estudo comparativo das três curvas é útil na determinação da influência da variação de parâmetros.

TABELA 3.4

VALORES NUMÉRICOS UTILIZADOS NOS GRUPOS Nº 7 a 9, CONFORME A TABELA 3.5

		PEQUENA	MÉDIA	GRANDE
RUGOSIDADE RMS - PÉS		$0,70 \cdot 10^{-6}$	$2,65 \cdot 10^{-6}$	$4,60 \cdot 10^{-6}$
PARÂMETROS DE ONDULAÇÃO	COMPRIMENTO DE ONDA - BL PÉS	0,0460	0,0555	0,0650
	ALTURA MÁXI MA DA ONDULA ÇÃO - DT-PÉS	$20 \cdot 10^{-6}$	$25 \cdot 10^{-6}$	$30 \cdot 10^{-6}$

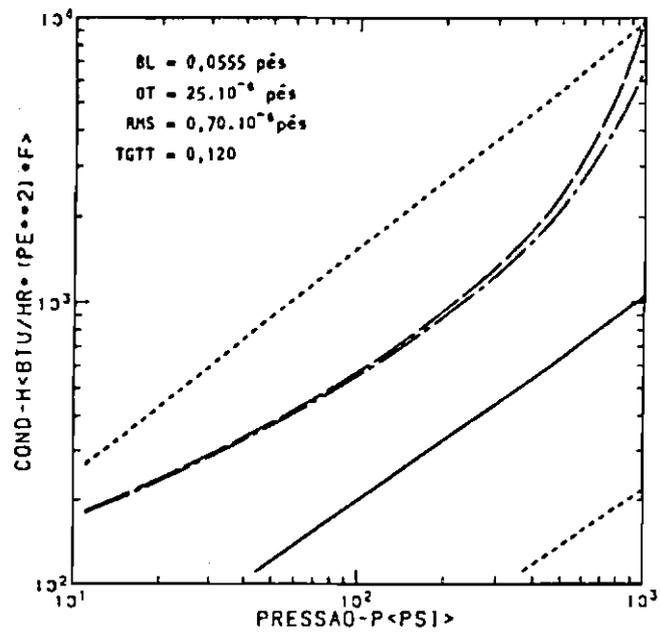
Para formar tais conjuntos, as curvas foram agrupadas conforme mostra a Tabela 3.5.

TABELA 3.5

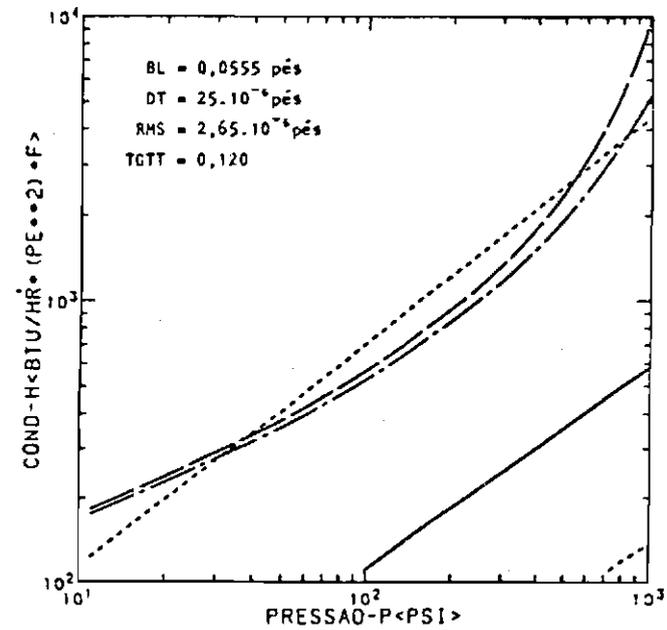
GRUPOS DE CURVAS UTILIZADOS NA ANÁLISE DE
CONTATOS POSSÍVEIS DO SATÉLITE

GRUPO	RUGOSIDADE	COMPRIMENTO DE ONDA DA ONDULAÇÃO	ALTURA MÁXIMA DA ONDULAÇÃO
7	VARIÁVEL	MÉDIO	MÉDIO
8	MÉDIA	VARIÁVEL	MÉDIO
9	MÉDIA	MÉDIO	VARIÁVEL

Observa-se através das Figuras 3.13 a 3.15 que a variação dos parâmetros, para acoplamentos possíveis em satélites, pouco mo difiou as curvas teóricas. Novamente verifica-se que para acoplamentos rugosos as curvas se distanciam e ã medida que os parâmetros de ondula ção aumentam, as condutâncias previstas nestas teorias diminuem, ou se ja, as observações feitas nas Seções 3.4 e 3.5 continuam válidas. As curvas devidas ã correlação continuam afastadas das curvas teóricas, in viabilizando o seu uso para o caso em estudo.



(a)

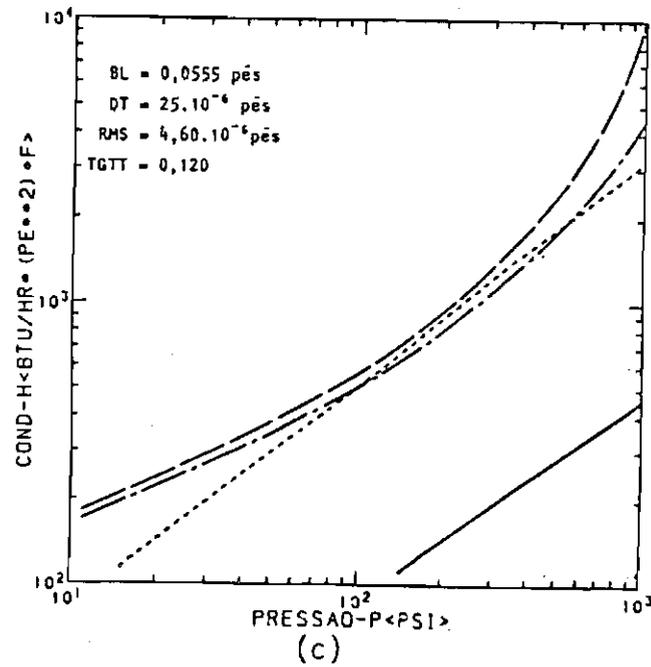


(b)

Fig. 3.13 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 7.

(continua)

(Fig. 3.13 - Conclusão)



Legenda :

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- — — Curva teórica de Clausing (1966a,b,c)
- · - · - Curva teórica de Mikic e Rohsnow (1966)

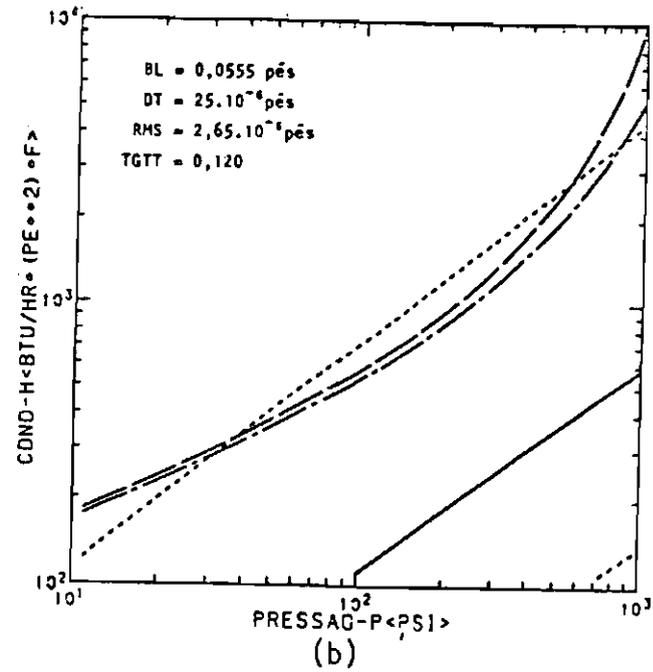
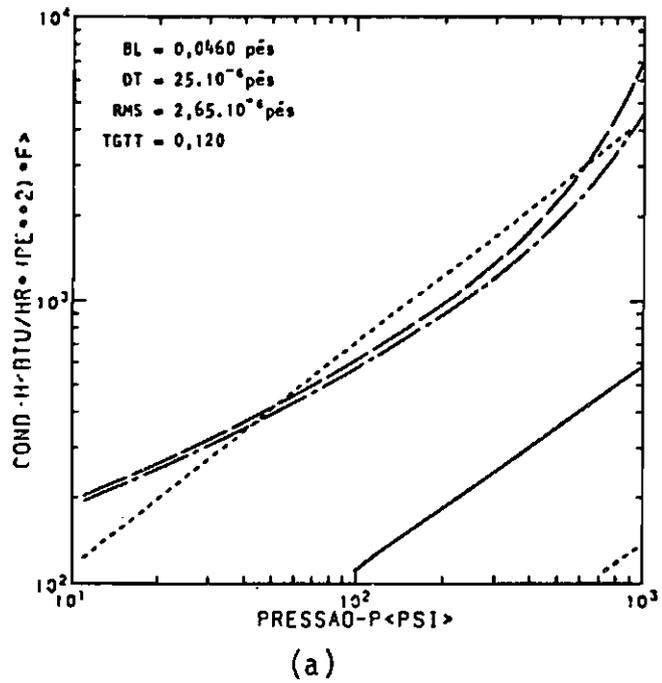
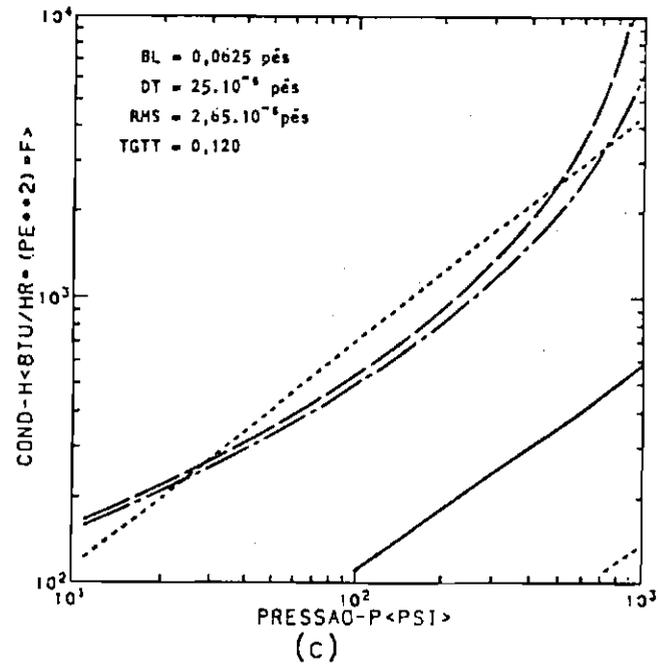


Fig. 3.14 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 8.

(continua)

(Fig. 3.14 - Conclusão)



Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- - - - Curva teórica de Clausing (1966a,b,c)
- · - · - Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)

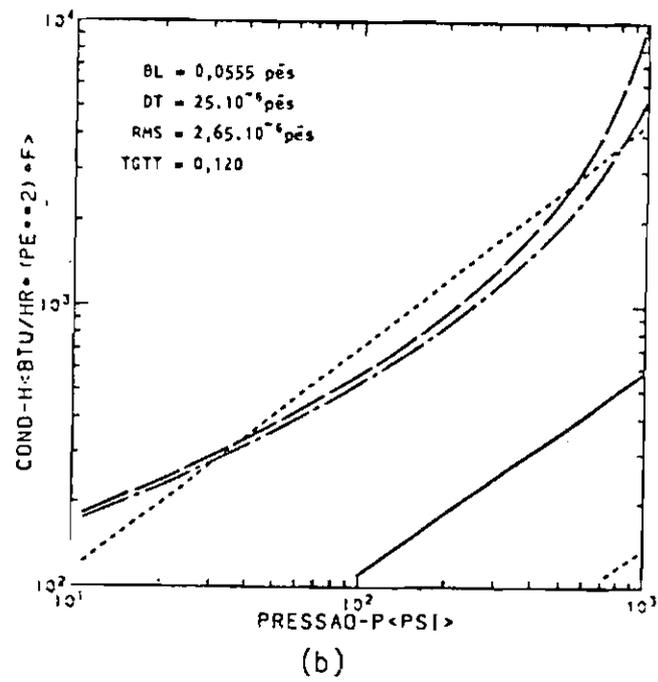
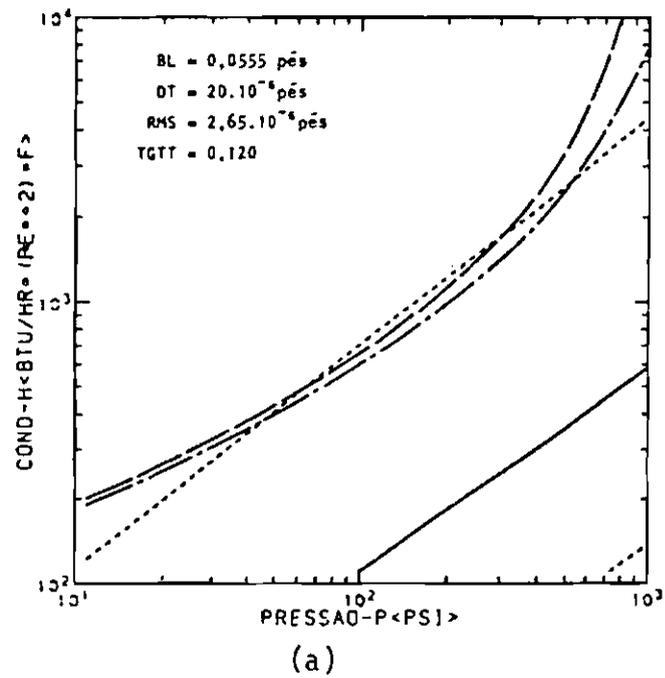
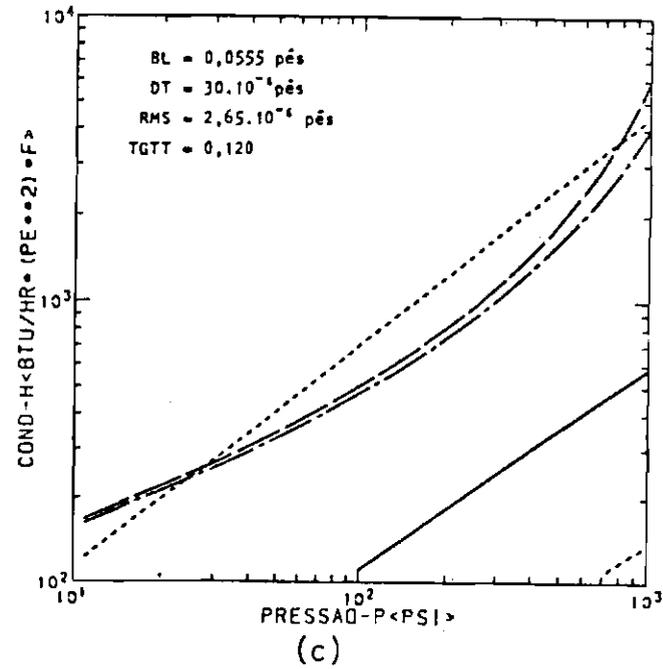


Fig. 3.15 - Conjunto de curvas pertencentes ao grupo nº 9.

(continua)

(Fig. 3.15 - Conclusão)



Legenda:

- Correlação experimental de Thomas e Probert (1981)
- Margem de erro da correlação de Thomas e Probert (1981)
- · - · - Curva teórica de Clausius (1966a,b,c)
- · · · · Curva teórica de Mikic e Rohsenow (1966)

Para a faixa de valores apresentada na Tabela 3.4, a variação do parâmetro altura máxima da ondulação foi a que mais modificou as curvas (ver Figura 3.15a,b, e c), seguida da variação do parâmetro comprimento de onda da ondulação (ver Figuras 3.14a,b e c), mostrando que a influência da macrorresistência é superior à da microrresistência.

As curvas teóricas encontram-se mais próximas para o acoplamento menos rugoso, onde a curva de Mikic e Rohsenow determina um valor de condutância 4% inferior ao da curva de Clausing, para 100 psi e 57% inferior para 1000 psi, e mais distantes para o acoplamento mais rugoso, onde a curva de Mikic e Rohsenow determina um valor de condutância 16% inferior ao da curva de Clausing para 100 psi e 140% inferior para 1000 psi. A Figura 3.13b, obtida utilizando parâmetros médios, apresenta uma diferença de 12% nos valores de condutância para 100 psi e 96% para 1000 psi. Estas discrepâncias aqui apresentadas justificam a utilização da teoria de Mikic e Rohsenow na determinação da resistência térmica de contatos.

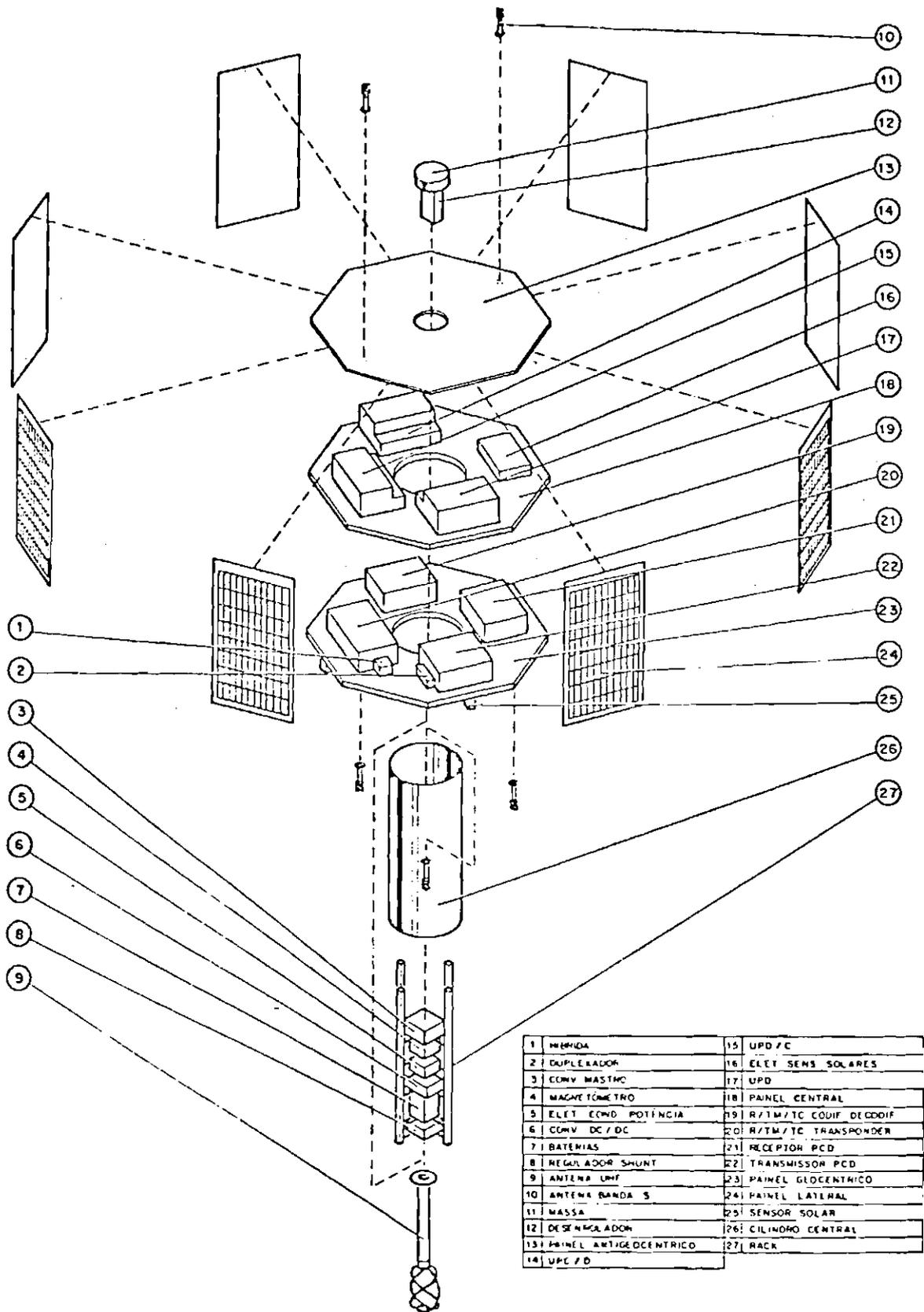
CAPÍTULO 4

ANÁLISE DOS PARÂMETROS DO PRIMEIRO SATÉLITE BRASILEIRO

Como visto anteriormente, o objetivo principal deste trabalho é determinar teoricamente a resistência térmica de contatos para acoplamentos térmicos encontrados no primeiro satélite brasileiro. O modelo matemático mais adequado foi escolhido analisando dados experimentais de acoplamentos semelhantes aos encontrados em satélites. Tais acoplamentos não se encontram completamente definidos pois serão escolhidos de acordo com as necessidades do projeto térmico. Desta forma, vários destes serão estudados para superfícies com diferentes acabamentos, de modo que o projetista possa ter subsídios para determinar o mais adequado. Neste capítulo os contatos a serem encontrados no primeiro satélite brasileiro são descritos e é discutida a formação destes acoplamentos, assim como a obtenção de suas propriedades de superfície, que, juntamente com suas propriedades mecânicas, são utilizadas na montagem de curvas de condutância de contatos em função da pressão.

4.1 - DESCRIÇÃO DOS CONTATOS ENCONTRADOS NO SATÉLITE BRASILEIRO

A Figura 4.1 mostra uma vista explodida do satélite com seus elementos principais. Os equipamentos eletrônicos estão no interior das caixas situadas sobre os painéis central e geocêntrico. As caixas são de alumínio 2024 T351, suas dimensões aproximam-se de 250 x 250 x 100 mm e suas paredes têm 2mm de espessura. Os painéis são elementos estruturais do tipo sanduíche, formados por duas chapas de alumínio 2024 T351 de 0,4 mm de espessura, entre as quais se encontra um recheio em formato de colmeia, conforme a Figura 4.2.



1	HEMIDA	15	UPD / C
2	DUPLEXADOR	16	ELET SENS SOLARES
3	CONV MASTHO	17	UPD
4	MAGNETOMETRO	18	PAINEL CENTRAL
5	ELET CONV POTENCIA	19	R/TM/TC COUIF DECODIF
6	CONV DC / DC	20	R/TM/TC TRANSPONDER
7	BATERIAS	21	RECEPTOR PCD
8	REGULADOR SHUNT	22	TRANSMISSOR PCD
9	ANTENA UHF	23	PAINEL GEOCENTRICO
10	ANTENA BANDA S	24	PAINEL LATERAL
11	MASSA	25	SENSOR SOLAR
12	DESCONEXADOR	26	CILINDRO CENTRAL
13	PAINEL ANTIGEOCENTRICO	27	RACK
14	UPC / D		

Fig. 4.1 - Vista explodida da estrutura do satélite

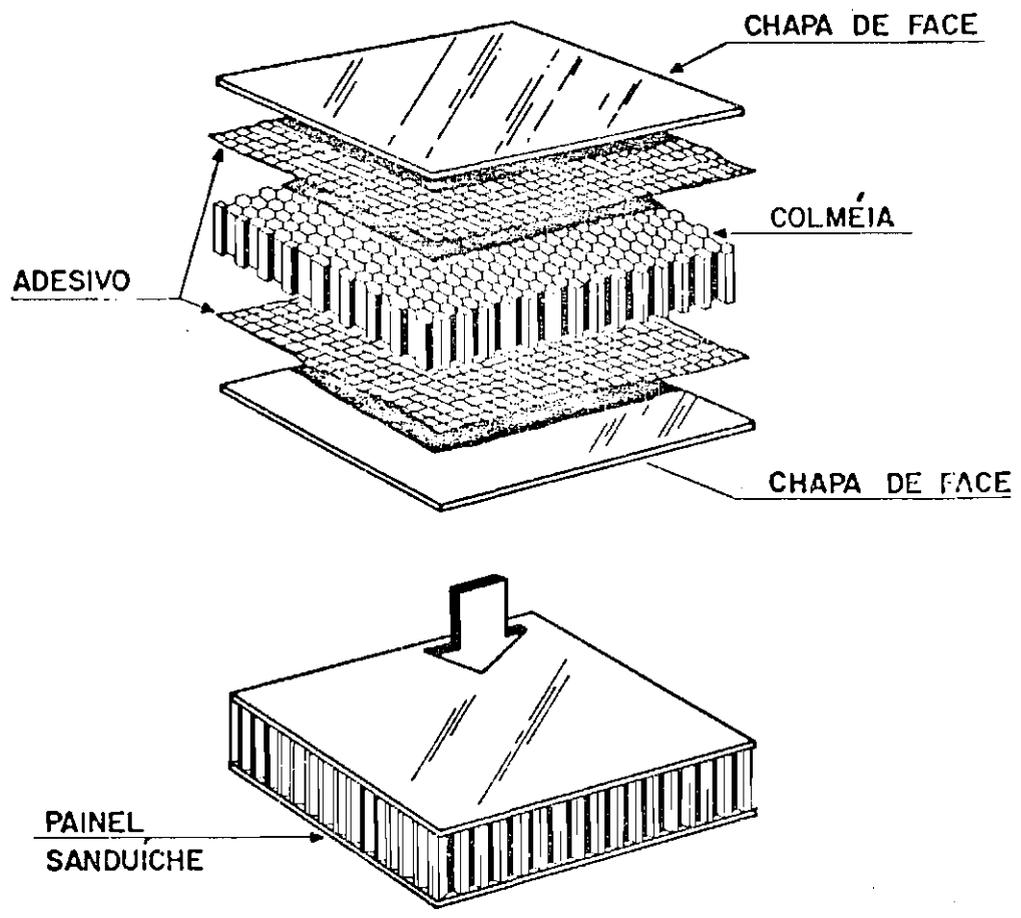
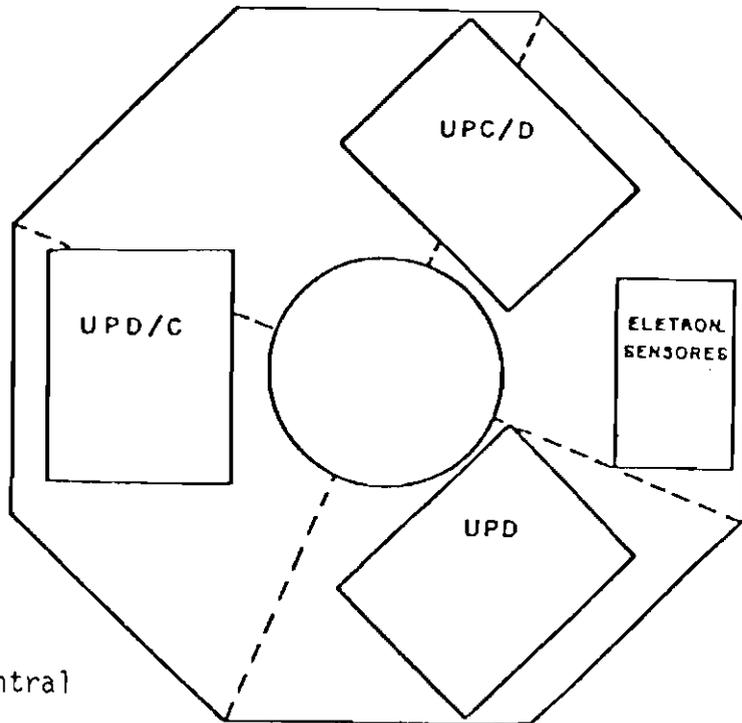


Fig. 4.2 - Desenho esquemático do painel tipo colméia.

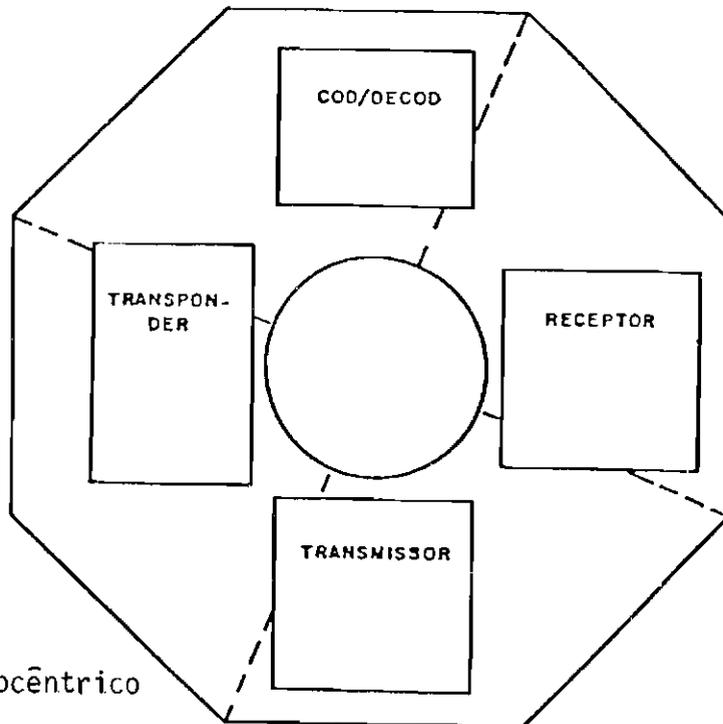
Neste trabalho investigam-se os acoplamentos entre as caixas e os painéis. As caixas são fixadas aos painéis por parafusos, de forma que a pressão de contato seja da ordem de 60 psi (414 KN/m²). Esta forma de fixação na realidade não garante pressão uniforme ao longo do contato. Alguns pesquisadores desenvolveram modelos físicos e matemáticos para o cálculo da resistência térmica de contatos para juntas aparafusadas (Roca and Mikic, 1971; Yip, 1972; Aron and Colombo, 1964). Entretanto nenhum deles, em seus trabalhos, chegaram a resultados práticos, pois considerar a pressão de contato variável ao longo do acoplamento acrescenta uma série de dificuldades ao já tão complexo fenômeno. Desta forma tem-se por procedimento habitual calcular uma pressão média de contato e utilizar as teorias desenvolvidas para pressões constantes.

Os equipamentos eletrônicos funcionam dentro de uma faixa de temperatura predeterminada. Assim, o cálculo da resistência térmica de contatos é importante, pois o calor gerado por estes equipamentos é transferido aos painéis através das áreas de contato entre caixas e painéis, mostradas na Figura 4.3. De acordo com o projeto, em alguns casos, pode haver a necessidade de isolar estas caixas e em outros de facilitar a dissipação do calor. Existem vários modos de provocar estes efeitos, sendo os mais utilizados em satélites:

- modificar acabamentos superficiais das caixas;
- usar graxas térmicas no contato ou colas à base de silicone, com o intuito de reduzir a resistência térmica;
- colocar, na fixação das caixas no painel, em torno dos parafusos, pequenas arruelas de teflon, para aumentar esta resistência.



a) Painel central



b) Painel geocêntrico

Fig. 4.3 - Vista de topo dos painéis, localizando as caixas porta-equipamentos.

O presente trabalho visa determinar a resistência térmica de contatos, considerando o fato de este ser modificado pelo acabamento superficial das caixas, como mostra a Seção 4.2.

4.2 - PARÂMETROS DE SUPERFÍCIE DOS ACOPLAMENTOS ENCONTRADOS NO SATÉLITE BRASILEIRO

Como visto na seção anterior, os acoplamentos estudados são formados por superfícies de alumínio 2024 T351, entre a base das caixas e a chapa superior do painel estrutural. O acabamento superficial dos painéis dificilmente pode ser modificado, pois é decorrente do processo de fabricação; assim, a forma de modificar tal acoplamento considerada no presente trabalho é através do acabamento das caixas.

Para o estudo dos acoplamentos possíveis, foram feitas quatro amostras deste alumínio, de dimensões 150 x 150 x 2 mm. Para cada amostra foi dado um tipo de acabamento superficial diferente: a primeira amostra foi apenas fresada, a segunda jateada com microesferas, a terceira recebeu lixamento fino e a quarta foi polida.

Para obtenção dos parâmetros necessários na previsão da resistência térmica de contatos através da teoria de Mikic e Rohsenow, utilizou-se um perfilômetro Perthen, modelo Perthometer C5D. Este aparelho fornece, por leitura direta, valores de rugosidade e traça perfis de superfícies, a partir dos quais os dados de ondulação são obtidos.

Para o painel tipo colméia foram traçados dois perfis perpendiculares entre si nas direções de maior e menor rugosidade, nas quatro regiões de contato com as caixas (ver Figura 4.3). Para cada região, calcularam-se as médias quadráticas dos parâmetros obtidos em cada direção. Foram calculadas as médias aritméticas destes valores, as quais foram utilizadas na obtenção das curvas para os acoplamentos entre o painel e as amostras. Analogamente, para cada amostra, traçaram-se perfis perpendiculares entre si e calcularam-se as médias quadráticas dos valores obtidos em cada direção. O comprimento de onda de cada perfil

foi determinado tomando a média aritmética dos comprimentos de onda uni
tários. O parâmetro altura máxima da ondulação foi obtido tomando em ca
da perfil, a distância vertical entre o maior pico e o vale mais profundo
do.

A Tabela 4.1 apresenta os valores dos parâmetros de superfície em unidades inglesas, obtidos por leitura direta e a partir dos perfis traçados pelo perfilômetro, mostrados na Figura 4.4, e a Tabela 4.2 apresenta estes mesmos dados no sistema internacional de unidades.

TABELA 4.1

PARÂMETROS SUPERFICIAIS DOS ACOPLAMENTOS ESTUDADOS EM UNIDADES INGLESAS

			RUGOSIDA DE RMS PES	COMPRIMEN TO DE ONDA PES	ALTURA MÁXIMA PES	MÉDIAS QUADRÁTICAS			MÉDIAS ARITMÉTICAS		
						RUGOSIDA DE RMS PES	COMP. DE ONDA-PES	ALTURA MÁ XIMA - PES	RUGOSIDA DE RMS-PES	COMP. DE ONDA-PES	ALTURA MÁ XIMA - PES
PAINEL TIPO COLMEIA	REGIÃO I	DL	$3,13 \cdot 10^{-6}$	0,0181	$26,26 \cdot 10^{-6}$	$4,43 \cdot 10^{-6}$	0,0231	$31,67 \cdot 10^{-6}$	$4,61 \cdot 10^{-6}$	0,0235	$44,59 \cdot 10^{-6}$
		DT	$3,13 \cdot 10^{-6}$	0,0143	$17,71 \cdot 10^{-6}$						
	REGIÃO II	DL	$3,06 \cdot 10^{-6}$	0,0170	$32,81 \cdot 10^{-6}$	$4,33 \cdot 10^{-6}$	0,0280	$49,02 \cdot 10^{-6}$			
		DT	$3,06 \cdot 10^{-6}$	0,0223	$36,42 \cdot 10^{-6}$						
	REGIÃO III	DL	$3,28 \cdot 10^{-6}$	0,0180	$49,21 \cdot 10^{-6}$	$4,64 \cdot 10^{-6}$	0,0215	$55,02 \cdot 10^{-6}$			
		DT	$3,28 \cdot 10^{-6}$	0,0119	$24,61 \cdot 10^{-6}$						
	REGIÃO IV	DL	$3,28 \cdot 10^{-6}$	0,0161	$30,00 \cdot 10^{-6}$	$4,64 \cdot 10^{-6}$	0,0217	$42,67 \cdot 10^{-6}$			
		DT	$3,28 \cdot 10^{-6}$	0,0146	$30,35 \cdot 10^{-6}$						
AMOSTRAS	POLIMENTO AMOSTRA Nº 1	DL	$10,88 \cdot 10^{-8}$	0,0057	$2,95 \cdot 10^{-6}$	$21,07 \cdot 10^{-8}$	0,0072	$3,88 \cdot 10^{-6}$	/		
		DT	$18,04 \cdot 10^{-8}$	0,0044	$2,52 \cdot 10^{-6}$						
	LIXAMENTO FINO-AMOS TRA Nº 2	DL	$32,48 \cdot 10^{-4}$	0,0051	$6,13 \cdot 10^{-6}$	$54,14 \cdot 10^{-8}$	0,0108	$9,85 \cdot 10^{-6}$			
		DT	$43,31 \cdot 10^{-8}$	0,0095	$7,71 \cdot 10^{-6}$						
	JATEAMENTO DE MICROES FERAS-AMOS TRA Nº 3	DL	$7,11 \cdot 10^{-6}$	0,0085	$8,85 \cdot 10^{-6}$	$10,13 \cdot 10^{-6}$	0,0129	$19,22 \cdot 10^{-6}$			
		DT	$7,21 \cdot 10^{-6}$	0,0097	$17,06 \cdot 10^{-6}$						
	FRESAMENTO AMOSTRA Nº 4	DL	$11,54 \cdot 10^{-6}$	0,0226	$53,80 \cdot 10^{-6}$	$22,34 \cdot 10^{-6}$	0,0271	$71,75 \cdot 10^{-6}$			
		DT	$19,12 \cdot 10^{-6}$	0,0150	$47,47 \cdot 10^{-6}$						

Legenda: DL = direção longitudinal de menor rugosidade.
DT = direção transversal, normalmente de maior rugosidade.

TABELA 4.2

PARÂMETROS SUPERFICIAIS DOS ACOPLAMENTOS ESTUDADOS NO SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES

			RUGOSIDA DE RMS µm	COMPRIMEN TO DE ON DA m	ALTURA MÁXIMA µm	MÉDIAS QUADRÁTICAS			MÉDIAS ARITMÉTICAS		
						RUGOSIDA DE RMS µm	COMPR. DE ONDA m	ALTURA MÁ XIMA µm	RUGOSIDA DE RMS µm	COMPR. MÁ XIMO m	ALTURA MÁ XIMA µm
PAINEL TIPO COLMETA	REGIÃO I	DL	0,9570	0,0055	8,00	1,3534	0,0070	9,65	0,9735	0,0072	13,59
		DT	0,9570	0,0043	5,40						
	REGIÃO II	DL	0,9350	0,0052	10,00	1,3223	0,0085	14,94			
		DT	0,9350	0,0068	11,10						
	REGIÃO III	DL	1,0010	0,0055	15,00	1,4156	0,0066	16,71			
		DT	1,0010	0,0036	7,50						
	REGIÃO IV	DL	1,0010	0,0049	9,15	1,4156	0,0066	13,01			
		DT	1,0010	0,0044	9,25						
AMOSTRAS	POLIMENTO AMOSTRA Nº 1	DL	0,0330	0,0017	0,90	0,0641	0,0021	1,18	/		
		DT	0,0550	0,0013	0,77						
	LIXAMENTO FINO AMOSTRA Nº 2	DL	0,0990	0,0016	1,87	0,1650	0,0033	3,00			
		DT	0,1320	0,0029	2,35						
	JATEAMENTO DE MICROES FERAS AMOS TRA Nº 3	DL	2,16	0,0026	2,70	3,08	0,0039	5,86			
		DT	2,20	0,0069	5,20						
	FRESAMENTO AMOSTRA Nº 4	DL	3,52	0,0069	16,40	6,81	0,0082	21,89			
		DT	5,83	0,0046	14,50						

Legenda: DL = direção longitudinal de menor rugosidade.

DT = direção transversal, normalmente de maior rugosidade.

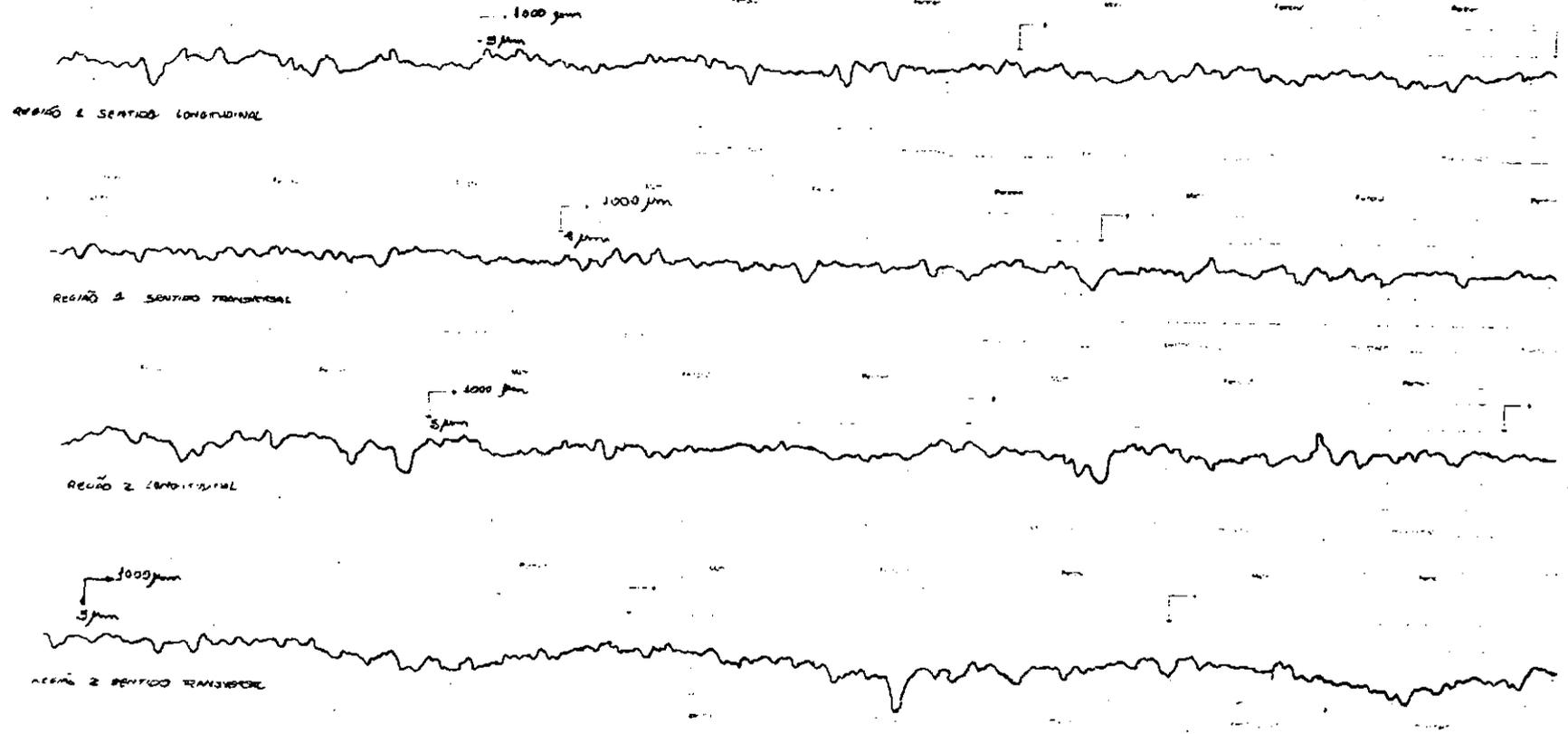
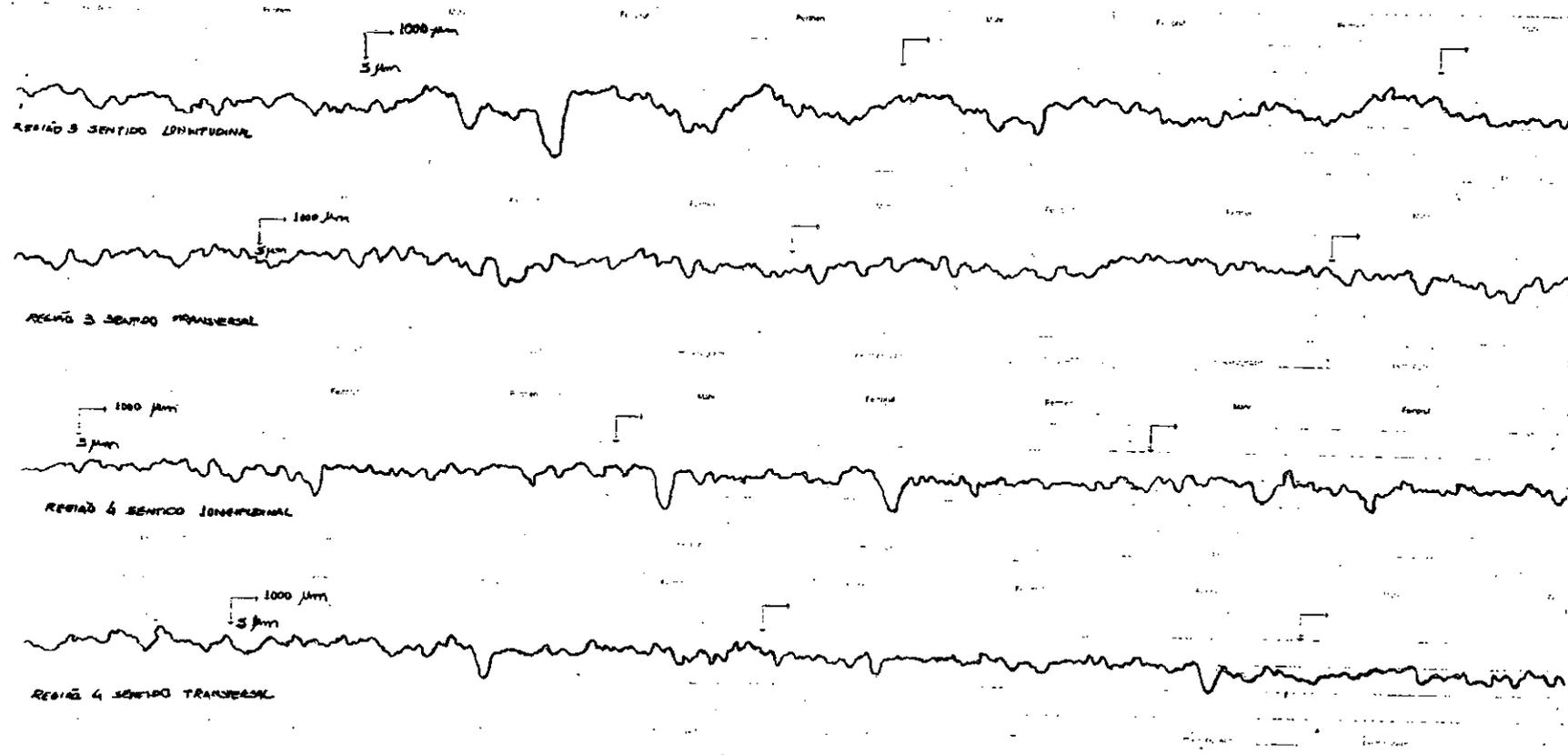


Fig. 4.4 - Perfis traçados pelo perfilômetro, utilizados na obtenção de parâmetros de ondulação.

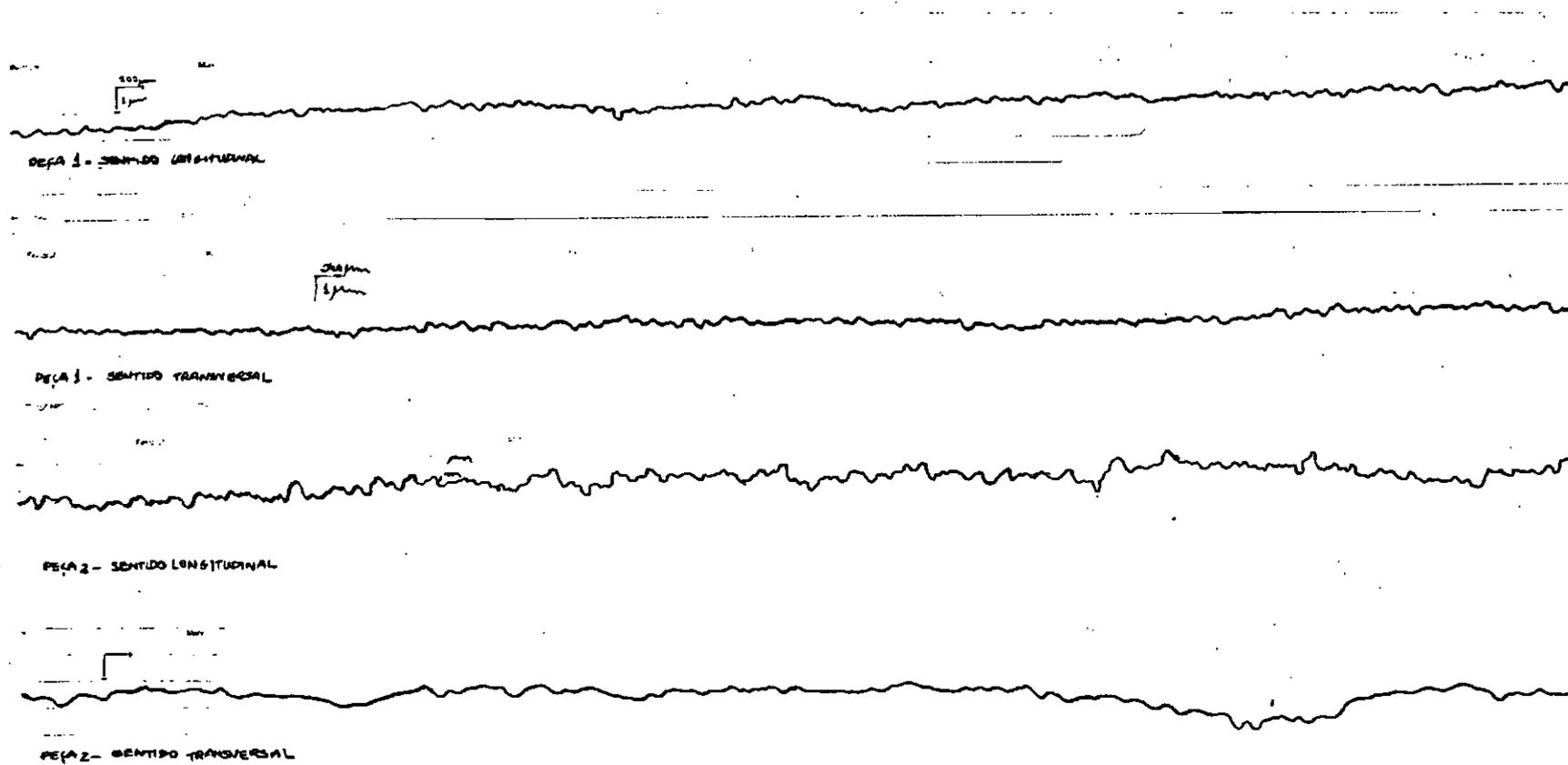
(continua)

(Fig. 4.4 - Continuação)



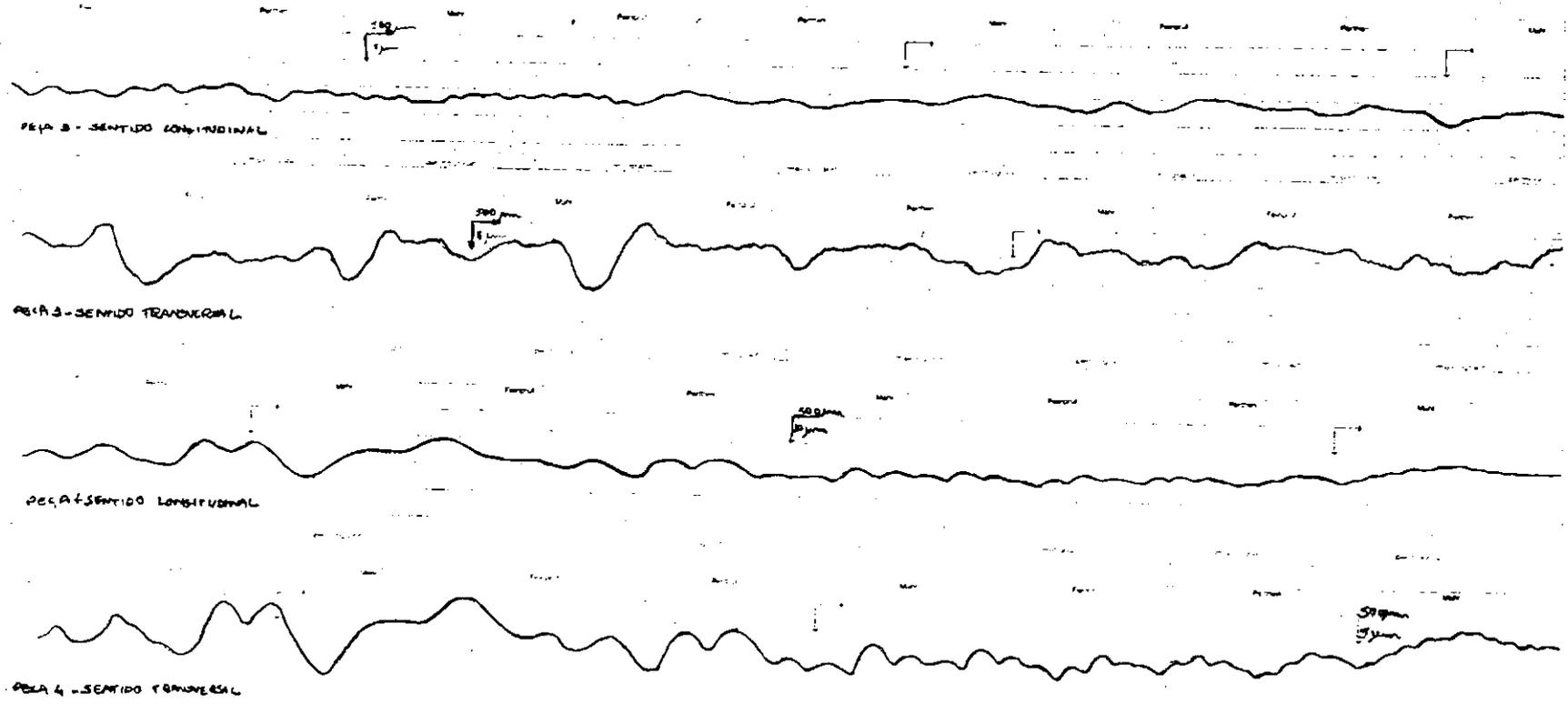
(continua)

(Fig. 4.4 - Continuação)



(continua)

(Fig. 4.4 - Conclusão)



4.3 - CURVAS QUE RELACIONAM CONDUTÂNCIA E PRESSÃO DE CONTATO PARA ACOPLAMENTOS POSSÍVEIS DO SATÉLITE BRASILEIRO

Os dados tabelados na seção anterior foram utilizados na confecção de curvas que relacionam condutância e pressão de contato, através da equação de Mikic e Rohsenow. Estas curvas estão disponíveis em dois sistemas diferentes de unidades: o sistema inglês utilizado ao longo deste trabalho por simplicidade na comparação de resultados de referências bibliográficas e no sistema internacional, para facilitar o uso destas na execução do projeto térmico do satélite brasileiro.

Entende-se por:

- acoplamento nº 1: formado entre o painel tipo colméia e a amostra nº 1, que recebeu polimento.
- acoplamento nº 2: formado entre o painel tipo colméia e a amostra nº 2, que recebeu lixamento fino.
- acoplamento nº 3: formado entre o painel tipo colméia e a amostra nº 3, que recebeu jateamento de microesferas.
- acoplamento nº 4: formado entre o painel tipo colméia e a amostra nº 4, fresada.

As Figuras 4.5 a 4.8 apresentam as curvas de condutância térmica em função da pressão para os acoplamentos de nº 1 ao 4, a partir de parâmetros expressos no sistema inglês de unidades, já as Figuras 4.9 a 4.12 mostram as curvas para os mesmos acoplamentos considerando o sistema internacional de unidades. Assim, na execução do projeto térmico, estas curvas serão utilizadas na determinação dos acoplamentos mais adequados.

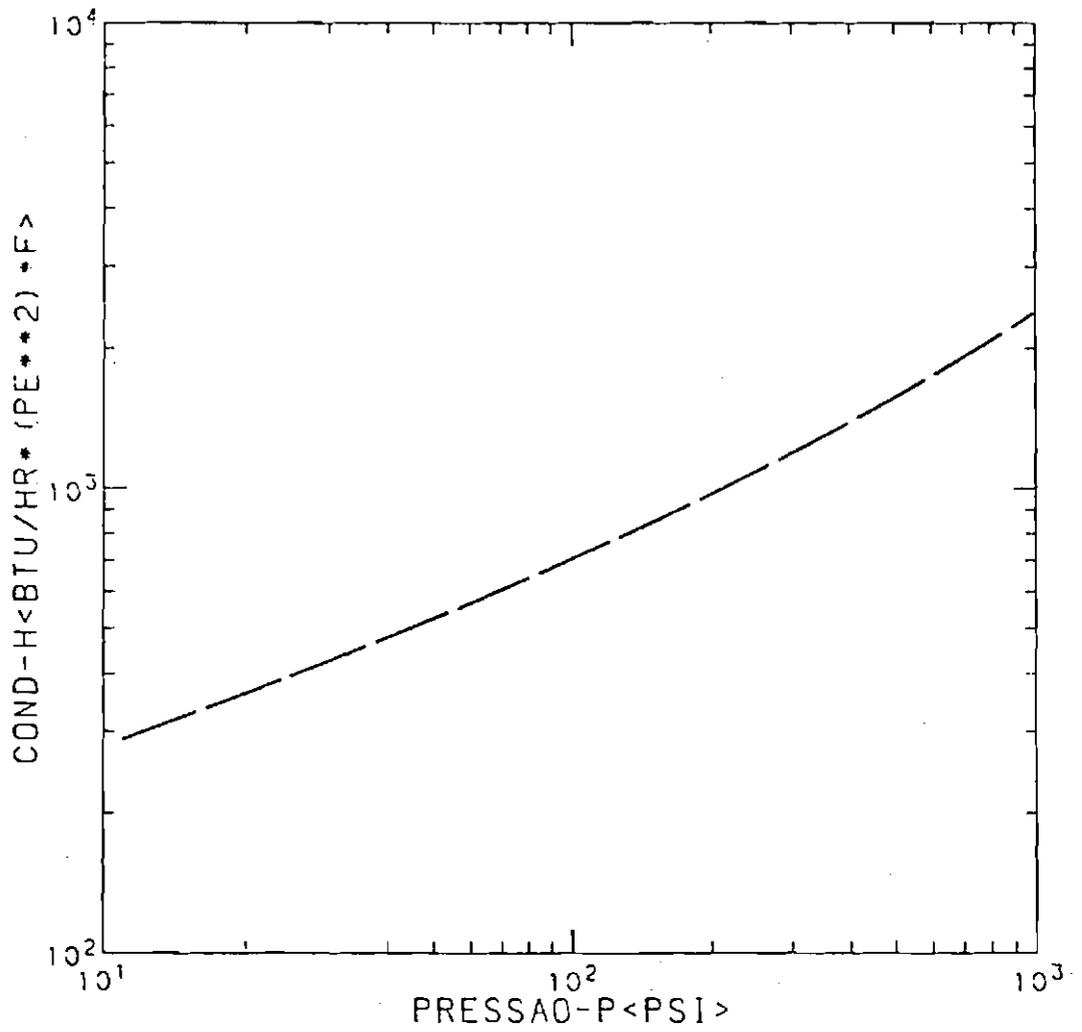


Fig. 4.5 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 1, no sistema inglês de unidades.

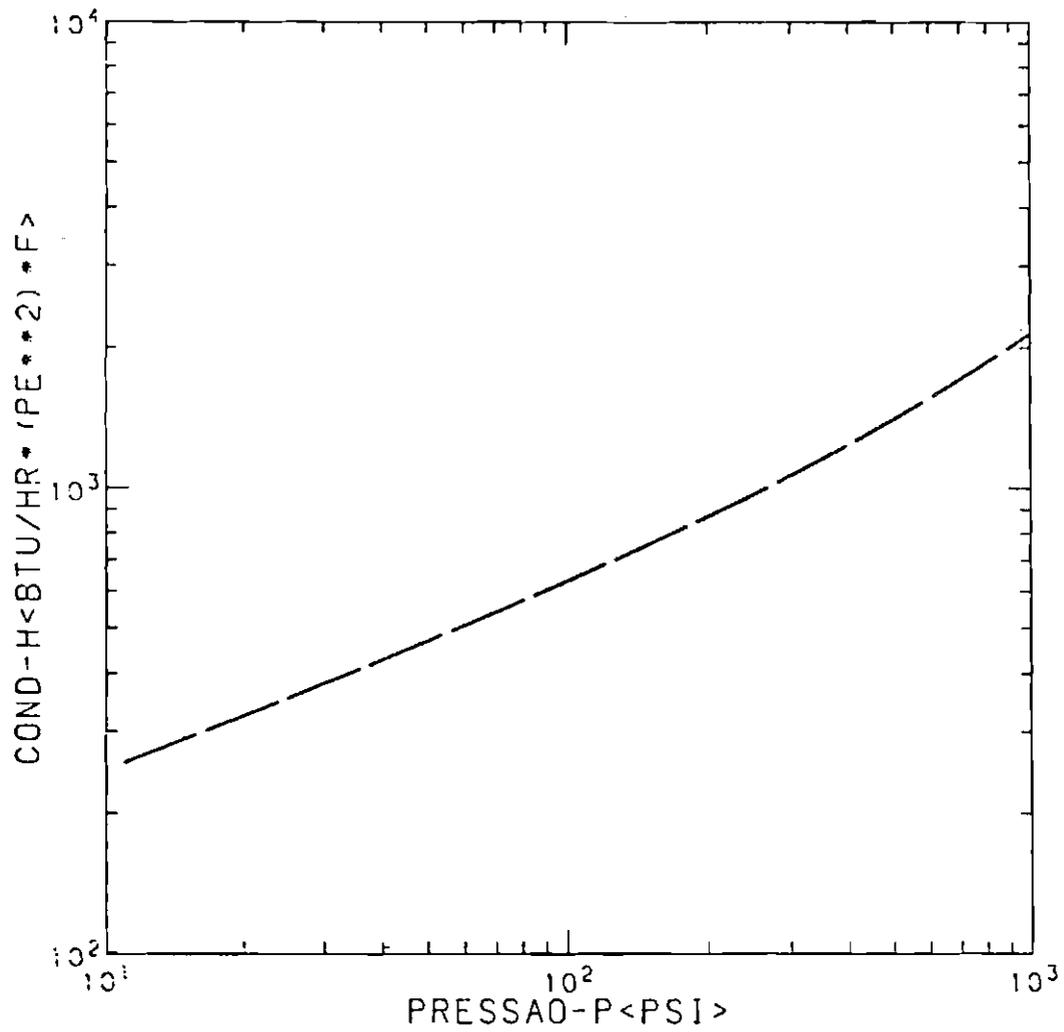


Fig. 4.6 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 2, no sistema inglês de unidades.

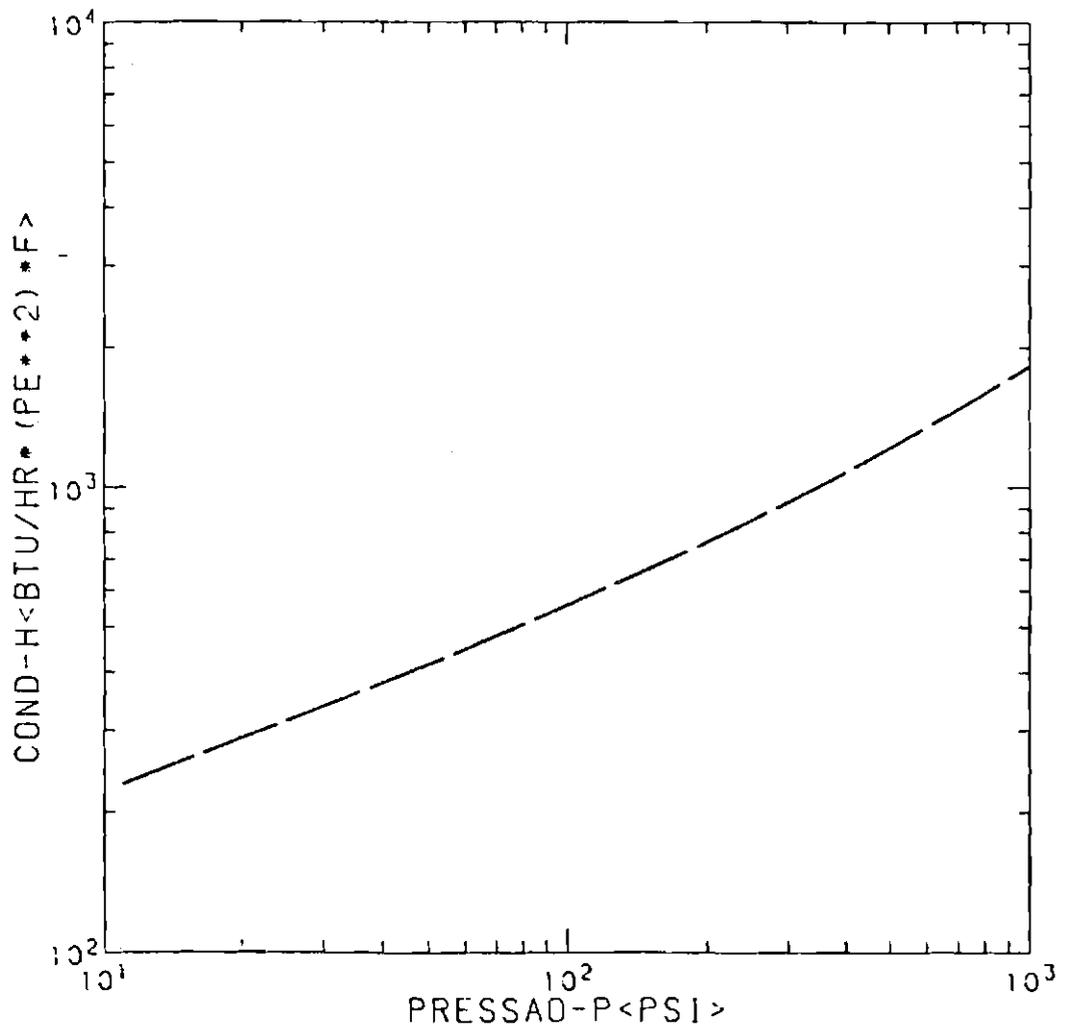


Fig. 4.7 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 3, no sistema inglês de unidades.

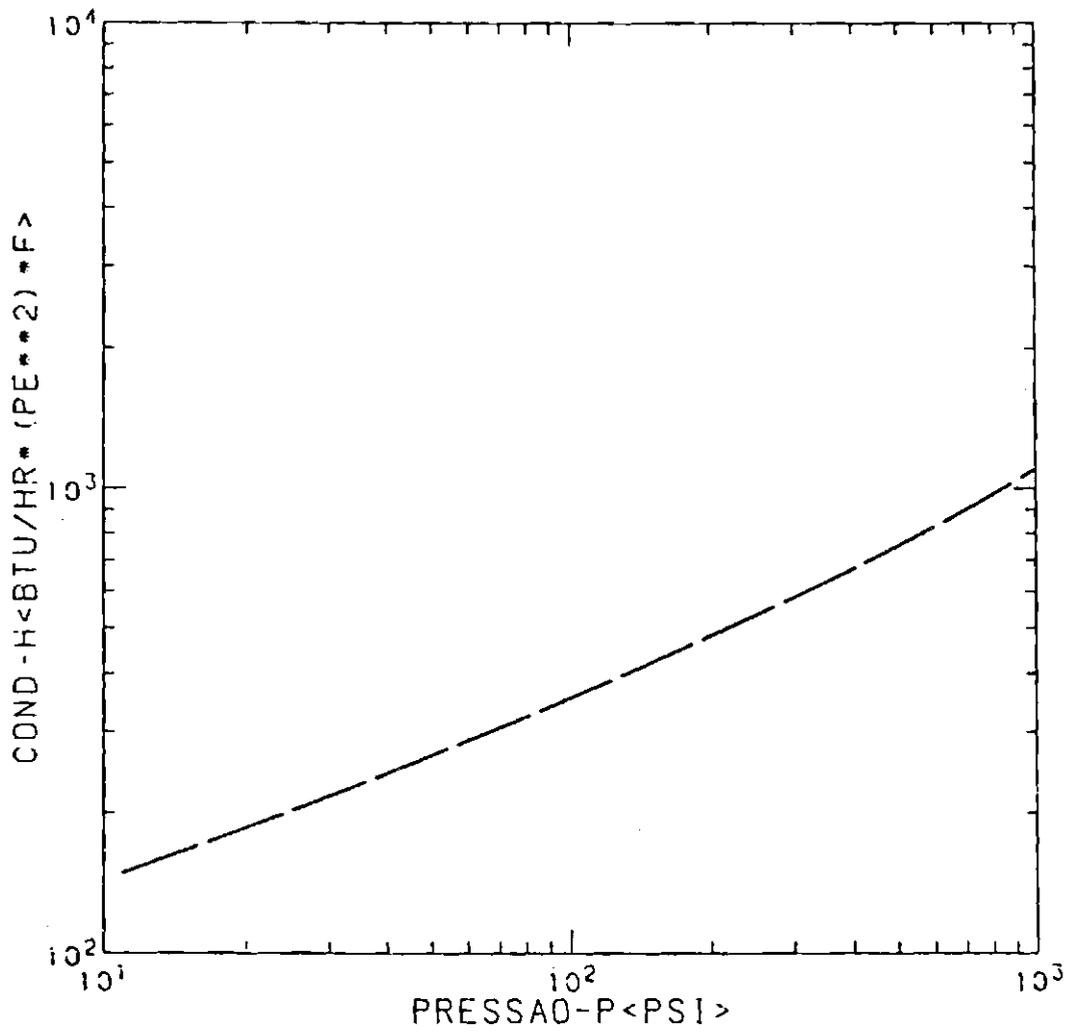


Fig. 4.8 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 4, no sistema inglês de unidades.

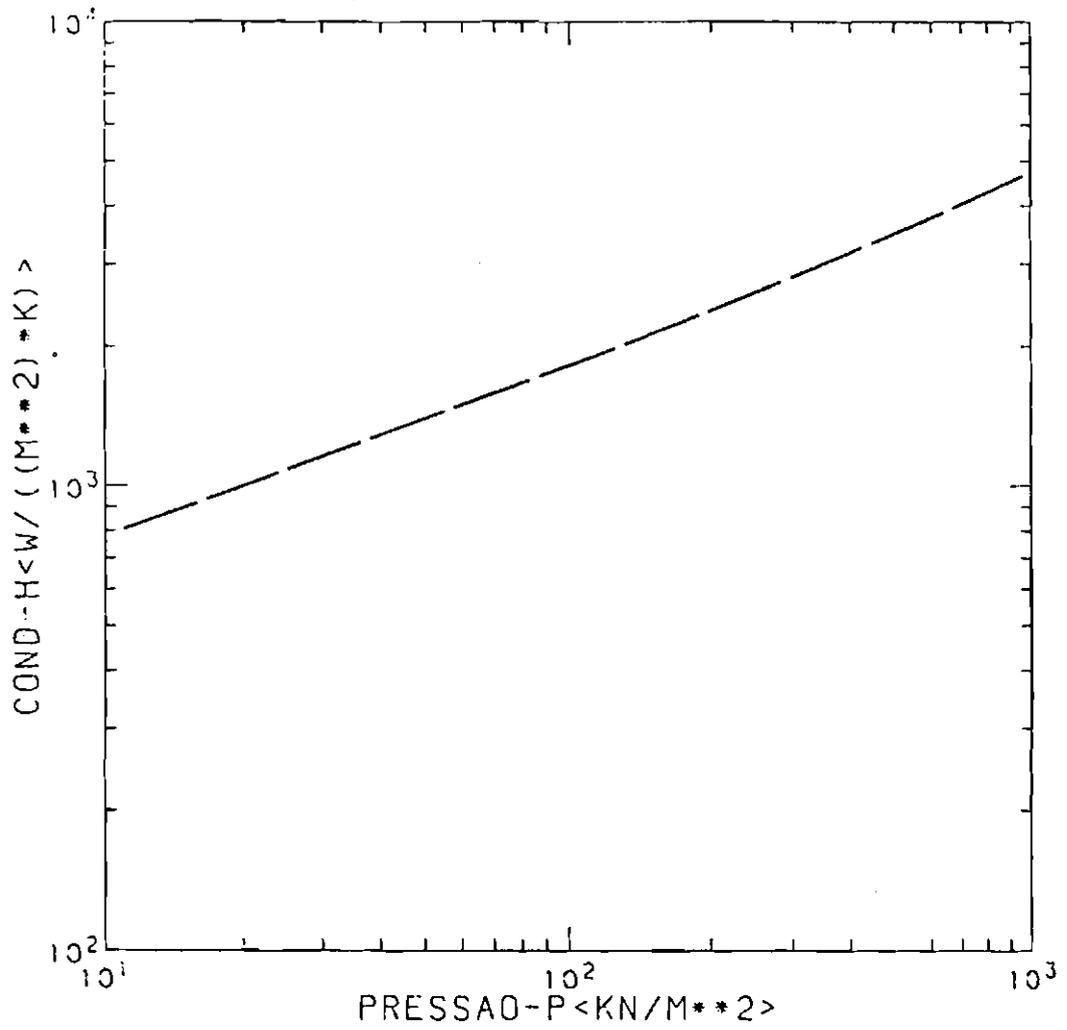


Fig. 4.9 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 1, no sistema internacional de unidades.

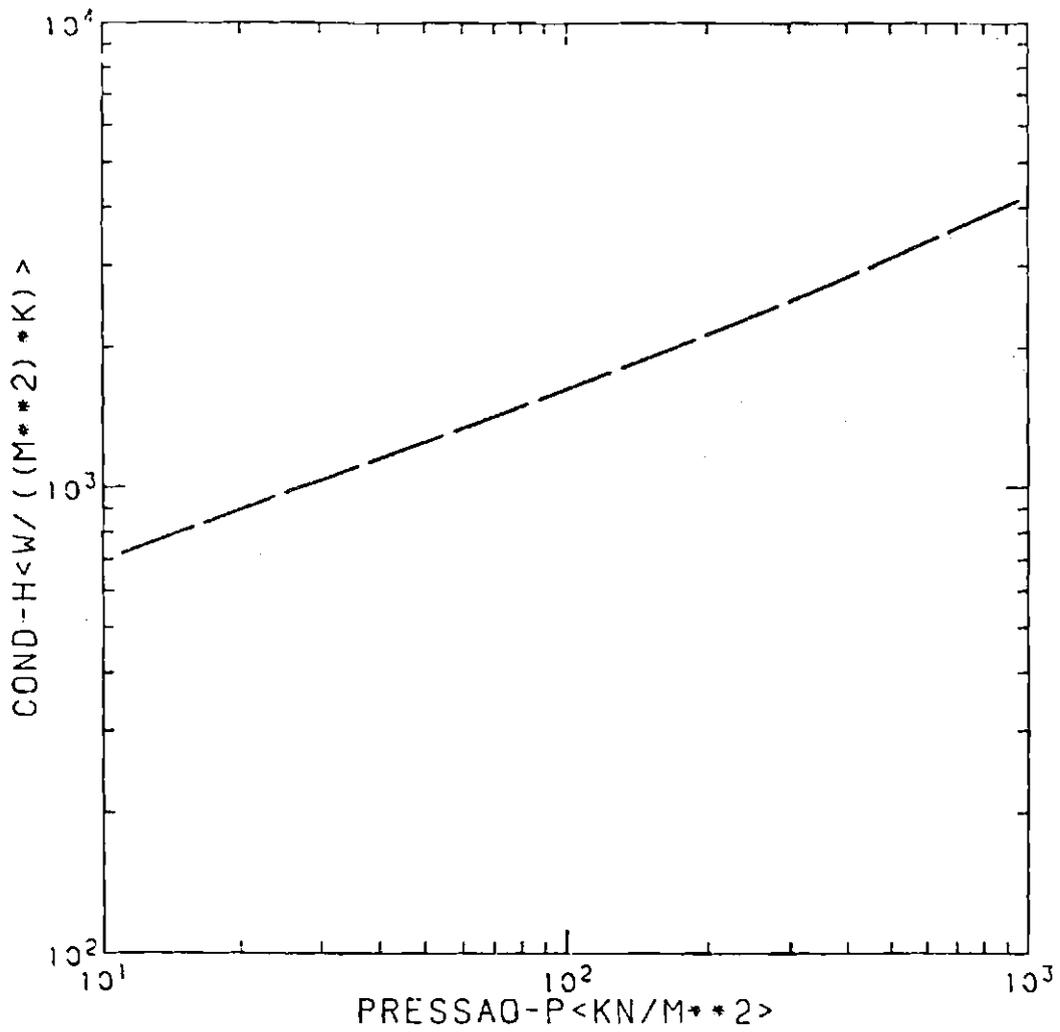


Fig. 4.10 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 2, no sistema internacional de unidades.

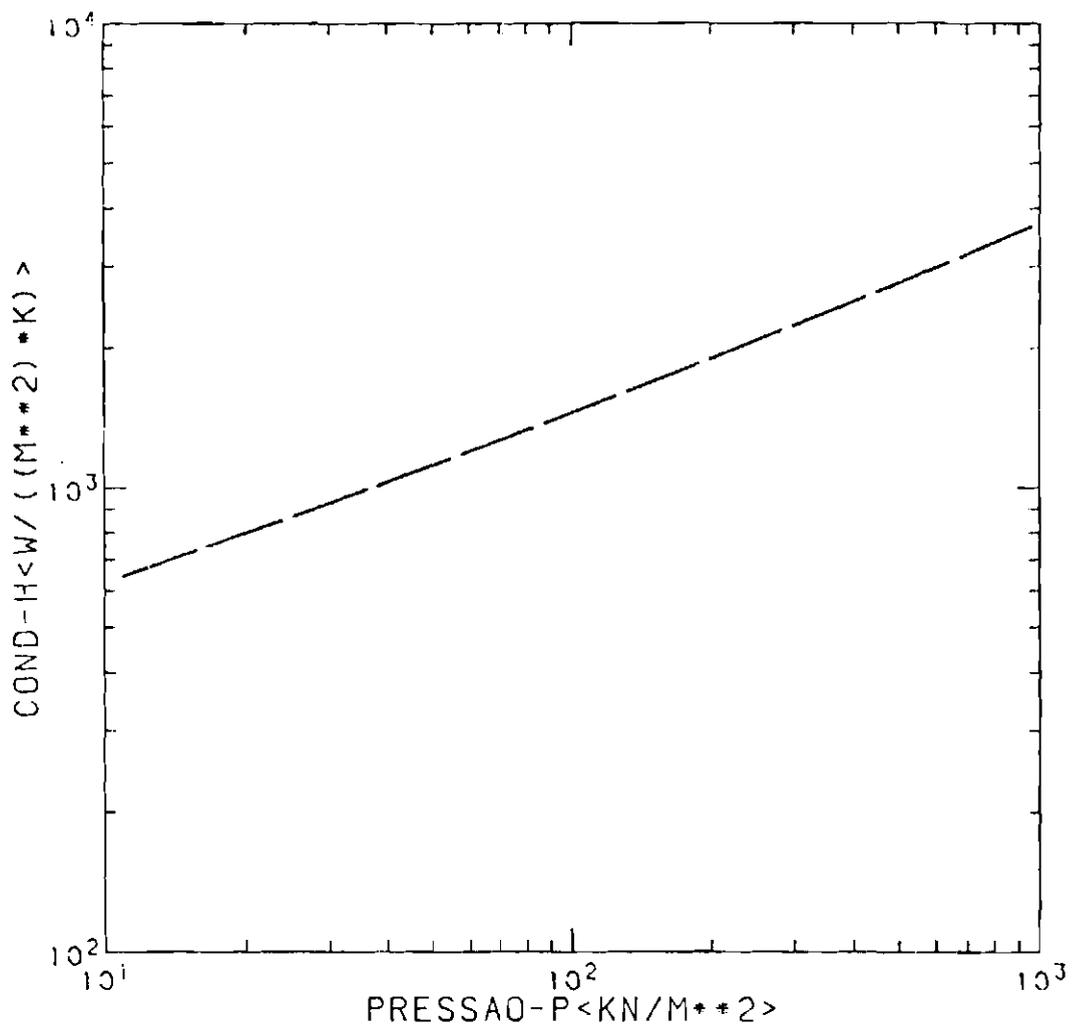


Fig. 4.11 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 3, no sistema internacional de unidades.

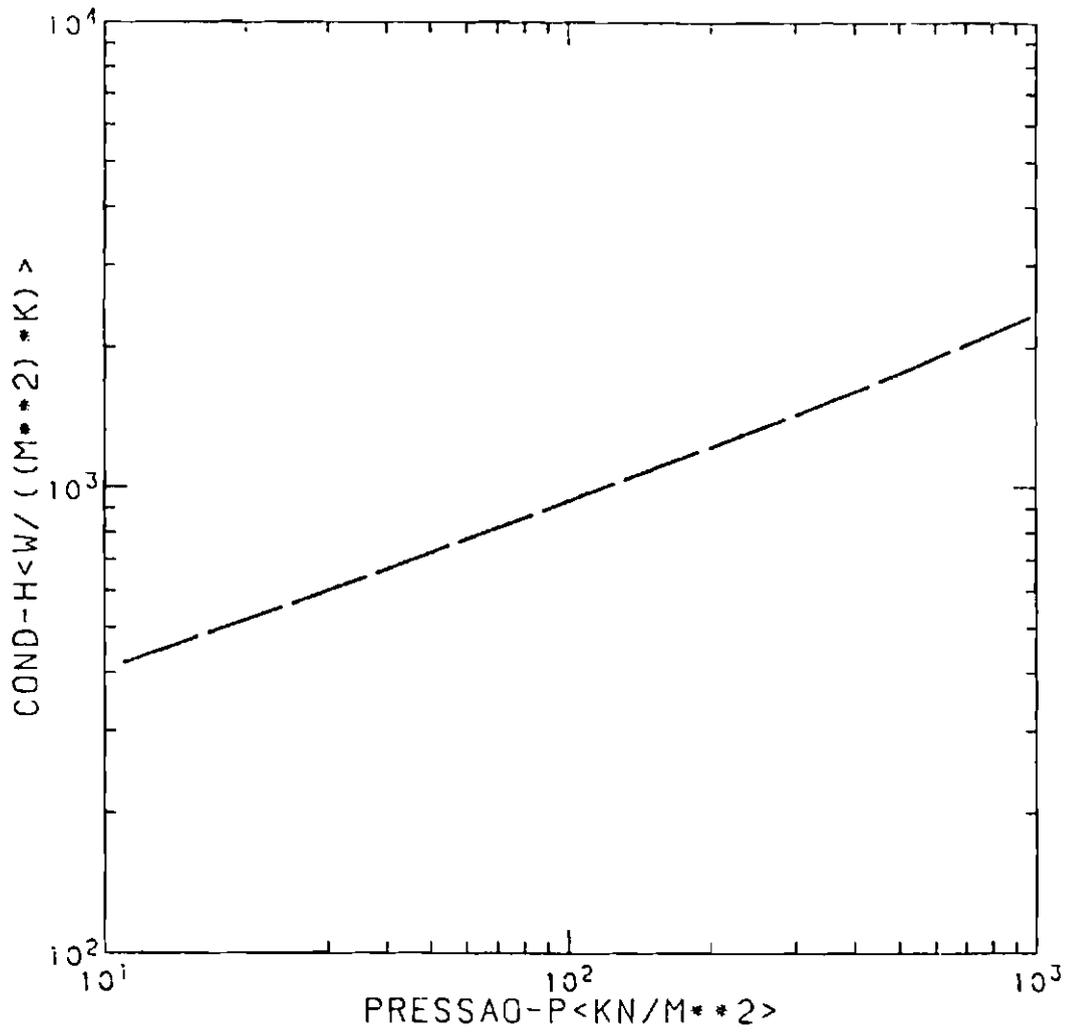


Fig. 4.12 - Curva de condutância térmica de contatos em função da pressão para o acoplamento nº 4, no sistema internacional de unidades.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÃO

5.1 - COMENTÁRIOS

Para o cálculo da resistência térmica de contatos de acoplamentos encontrados no satélite brasileiro, foi necessário determinar, dentre os vários modelos físico-matemáticos existentes, o mais adequado às condições espaciais. Primeiramente três métodos foram selecionados, comparados entre si e com dados experimentis disponíveis em literatura, com o intuito de estabelecer o mais adequado. Destes, o modelo desenvolvido por Mikic e Rohsenow (1966) mostrou ser o mais indicado por considerar a influência da macro e microconstrução do fluxo de calor. Da análise comparativa destes métodos, pôde-se chegar às seguintes conclusões principais:

- A influência da macroconstrução do fluxo de calor é superior à da microconstrução.
- a determinação do ângulo dos picos das asperezas se faz desnecessária, podendo utilizar valores sugeridos em bibliografia.

A escolha do acoplamento a ser utilizado no primeiro satélite brasileiro se dará de acordo com as necessidades de projeto térmico; quatro acoplamentos possíveis foram simulados para facilitar esta tarefa. Para a confecção das curvas que relacionam condutância térmica e pressão de contato, através da teoria de Mikic e Rohsenow, os parâmetros superficiais pertinentes foram obtidos com o auxílio de um perfilômetro. Tais curvas estão disponíveis em dois sistemas de unidades.

Desta forma pode-se, utilizando o presente trabalho, escolher os acoplamentos mais indicados para o primeiro satélite brasileiro e calcular teoricamente a sua resistência de contatos, cumprindo o objetivo final deste.

5.2 - SUGESTÕES

Este trabalho analisou apenas acoplamentos entre superfícies de alumínio 2024. Para qualificar o modelo escolhido para uso mais geral, será necessário repetir o mesmo procedimento aqui adotado para outros contatos, modificando-se a superfície e/ou acabamentos superficiais.

Sugere-se também que os acoplamentos aqui analisados sejam submetidos a testes experimentais, a fim de comparar as curvas teóricas com pontos experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-ASTRABADI, F.R.; O'CALLAGHAN, P.W; PROBERT, S.D. Effects of surface finish on thermal contact resistance between different materials. *AIAA Thermophysics Conference*, 14, Orlando, Fl., June 4-6, 1979.
- Thermal resistance of contacts: influence of oxide films. *AIAA Thermophysics Conference*, 15. Snowmass Colo. July 14-16, 1980.
- AGOSTINHO, O.L.; RODRIGUES, A.C.S.; LIRANI, J. *Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões*, São Paulo, Edgar Blucher, 1977.
- ARON, W.; COLOMBO, G. Controlling factors of thermal conductance across bolted joints in a vacuum environment. New York, ASME, 1964 (ASME Paper 63-W-196).
- BARZELAY, M.E.; TONG, K.N.; HOLLOWAY, G.F. *Effect of pressure on thermal conductance of contact joints*. Washington, D.C. National Advisory Committee for Aeronautics, 1955. (NACA Technical Note 3295).
- *Thermal conductance of contacts in aircraft joints* Washington D.C., National Advisory Committee for Aeronautics, 1954. (NACA Technical Note 3167).
- BRUNOT, A.W., BUCKLAND, F.F. Thermal contact resistance of laminated and machined joints. *Transactions of ASME* 253-257. April 1948.
- CHEN, M.S.H.; MANTELLI, M.B.H; OLIVEIRA FILHO, O.B. de. *Estabelecimento de um procedimento para determinação de parâmetros necessários ao cálculo da resistência térmica de contato no interior de satélites*. São José dos Campos, INPE, Out. 1985. (INPE-3690-RPE/492).
- CLAUSING, A.M. *An experimental and theoretical investigation of the thermal contact resistance*. Urbana, Il, University of Illinois. 1966a. (ME Technical Report nº 242-2).
- Heat transfer at the interface of dissimilar metals - the influence of thermal strain. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, V 9(8):791-801, 1966.
- *Theoretical and experimental study of thermal contact resistance in vacuum environment* Urbana, Il, University of Illinois, 1966.

- CLAUSING, A.M.; CHAO, B.T. Thermal contact resistance in a vacuum environment, *Journal of Heat Transfer*. V 87(2) 243-251, May 1965.
- FENECH, H.; ROHSENOW, W.N. Prediction of thermal conductance of metallic surfaces in contact. *Journal of Heat Transfer*, V 85(4): 15-24, Nov. 1963.
- FRIED, F.; COSTELLO, F.A. Interface contact resistance problems in space vehicles *ARS Journal* V 32(2) 237-243, Feb. 1962.
- FRIED, F.; KELLEY, M.J. Thermal conductance of metallic contacts in a vacuum. *AIAA Thermophysics Specialist Conference*, Monterey, C.A. Sept 13-15 1965. (AIAA Paper 65-661).
- GETTY, R.C.; TATRO, R.E. Spacecraft thermal joint conduction. *AIAA Thermophysics Specialist Conference*, New Orleans, LO, Ap. 17-20 1967 (AIAA Paper 67-316).
- GREENWOOD, A.J.; WILLIAMSON, J.B.P. Contact of nominally flat surfaces *Proceedings of the Royal Society*, A-295: 300-319, 1966.
- JONES, A.M.; O'CALLAGHAN, P.W.; PROBERT, S.D. Prediction of contact parameters from the topographies of contacting surfaces. *Wear*, 31:89-107, 1975.
- MIKIC, B.B.; YOVANOVICH, M.M.; ROHSENOW, W.M. *The effect of surface roughness and waviness upon the overall thermal contact resistance*. Cambridge, MT, MIT, 1966 (MIT Technical Report n^o 76361-43).
- MIKIC, B.B.; CARNASCIALI, G. The effect of thermal conductivity of plating material on thermal contact resistance. *Journal of Heat Transfer*. V 92(3):475-482. Aug. 1970.
- MIKIC, B.B.; ROHSENOW, W.N. *Thermal Contact Resistance*. Cambridge, MT, MIT, 1966 (MIT Technical Report n^o 4542-41).
- O'CALLGHAN, P.W.; PROBERT, S.D. Effect of static loading on surface parameters. *Wear*, 24: 133-145, 1972.
- O'CALLAGHAN, P.W.; PROBERT, S.D. Thermal resistance and directional index of pressed contacts between smooth non-wavy surfaces. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 16(1): 41-55, Feb. 1974.

- ROCA, R.T.; MIKIC, B.B. *Thermal contact resistance in a non-ideal joint*
Cambridge, MA, MIT, 1971. (Technical Report n^o 71821-77).
- ROGERS, G.F.C. Heat transfer at the interface of dissimilar metals.
International Journal of Heat and Mass Transfer. 2, 150-154, 1960.
- ROHSENOW, W.M.; HARTNET, J.P. *Handbook of heat transfer*, New York,
Mc-Graw Hill, 1973.
- THOMAS, T.R.; PROBERT, S.D. Correlations for thermal contact
conductance in vacuum. *Journal of Heat Transfer* V 103(3): 276-281
Aug. 1981.
- Thermal contact resistance, the directional effect and other
problems. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 13: 789-807,
1970.
- THOMAS, T.R.; SAYLES, R.S. Random process analysis of the effect of
waviness on thermal contact resistance. *AIAA/ASME Thermophysics
and Heat Transfer Conference*. Boston, M.A., July 15-17, 1974
(AIAA Paper n^o 74-691).
- TIMOSHENKO, S.P.; GOODIER, J.N. *Theory of elasticity*, 3 ed. Tokio.
Japan, Mc-Graw Hill Kogakusha, 1970.
- WEILLS, N.D.; RYDER, E.A. Thermal measurements of joints formed
between stationary metal surfaces. *Transactions of the ASME*.
259-2-7. Apr. 1949.
- WHITEHOUSE, D.J.; ARCHARD, J.F. The properties of random surfaces of
significance in their contact. *Proc. Royal Society of London*, 316-A
97-121, 1970.
- YIP, F.C. The effect of oxide films on thermal contact resistance.
AIAA/ASME Thermophysical and Heat Transfer Conference. Boston, M.A.
July 15-17, 1974 (AIAA Paper n^o 74-693).
- Theory of thermal contact resistance in vacuum with an
application to bolted joints. *AIAA Thermophysics Conference*, 7 San
Antonio, TX, Apr. 10-12, 1972 (AIAA Paper n^o 72-281).

YOVANOVICH, M.M.; ROHSENOW, W.M. *Influence of surface roughness and waviness upon thermal contact resistance*. Cambridge, M.T., MIT, 107 (MIT Technical Report n^o 6361-48) 1967.