UNIVERSITÉ PARIS OUEST NANTERRE LA DÉFENSE

Laboratoire Thermique Interfaces Environnement

LTIE - EA 4415

THÈSE de Doctorat

Spécialité : Thermique Energétique

Section CNU: Energétique et Génie des Procédés

Présentée par :

Mounir CHBIKI

CARACTERISATION THERMOMECANIQUE DES LIGNES DE TRANSMISSION ET DES COLLECTEURS DANS LES TUBES A ONDES PROGRESSIVES.

Soutenue le 10/12/2014 devant la commission d'examen composée de :

Bertrand GARNIER	Université de Nantes	Rapporteur
Martin RAYNAUD	INSA Lyon	Rapporteur
Nacim ALILAT	Université Paris Ouest Nanterre La Défense	Examinateur
Abderrahmane BAÏRI	Université Paris Ouest Nanterre La Défense	Examinateur
Bruno CHANETZ	ONERA Meudon	Président
Tony DA SILVA BOTELHO	SUPMECA Saint-Ouen	Examinateur
Jean-François JARNO	Thales TED Vélizy	Invité
Najib LARAQI	Université Paris Ouest Nanterre La Défense	Directeur

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé dans le cadre d'un contrat CIFRE regroupant l'industriel Thalès Electron Devices (TED) et le Laboratoire Thermique Interface, Environnement (LTIE EA4415) de l'université Paris Ouest Nanterre la Défense.

Je remercie Messieurs Bertrand GARNIER et Martin RAYNAUD d'avoir acceptés d'être les rapporteurs de mes travaux. Je tiens également à remercier Monsieur Bruno CHANETZ d'avoir accepté la présidance de mon jury.
Je tiens à remercier tous les membres du jury.

Je tiens avant tout à remercier Monsieur le professeur Najib LARAQI, pour m'avoir accueilli dans son laboratoire et pour la confiance qu'il m'a témoigné en acceptant la direction de mes travaux. Ses qualités humaines, son sens de l'expertise, ses conseils et ses connaissances scientifiques m'ont été d'une grande aide.
Je remercie vivement tous les membres du laboratoire LTIE pour leur accueil chaleureux. Et plus particulièrement, Jean-Pascal GUINART, ingénieur assistant, pour son aide lors des expériences effectuées au laboratoire. Sans oublier, Esther ZARCO PERNIA , Cheikh Tidiane DIA (doctorant) et Minh Nhat NGUYEN (Post-doc).

J'exprime également ma reconnaissance à la société Thalès Electron Devices. Plus particulièrement au Service Modélisation Numérique (SMN) pour leur accueil et leur soutient tout au long de cette thèse. Je remercie très fortement Monsieur Jean-François JARNO pour m'avoir permis d'effectuer cette thèse. Ses conseils perspicaces m'ont fortement aidés pour le bon déroulement des travaux. Mes remerciements vont également à Monsieur Jacques HERREWYN pour son encadrement scientifique au sein de TED. Je remercie également Arnaud BRACHENEMACHER, David BARIOU, Serge CULOS et Jean-François DAVID pour leur discussions très intéressantes. Je remercie également Michelle GIRAUD.

Sans oublier, le service process et outillage mécanique pour avoir mis à disposition les véhicules tests (VT). Je tiens à remercier Monsieur Jean-luc MARTINEZ et Jean-claude RACAMIER sans qui la réalisation des VT aurait été encore plus difficile.

Je tiens à remercier également les ingénieurs développement Messieurs Pierre LECUYER, Jean GASTAUD, Yohan ROZIER et les experts tube Messieurs Alain Joseph DURANT et Frédéric ANDRE, pour leur discussions et la mise à disposition de Véhicules Tests.

Un très grand remerciement est adressé au laboratoire d'Ingénierie de Systèmes Mécaniques et des Matériaux (LISMMA EA2336) à SUPMECA qui m'a permis d'effectuer une expérience primordiale pour ma thèse. Je tiens à remercie le professeur François ROBBE-VALLOIRE pour m'avoir permis d'effectuer mes travaux dans son laboratoire. Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur Tony BOTHELO DASILVA pour son aide, son soutien et ses conseils pour les travaux effectués en partenariat.
Je tiens également à remercie tous les membres du laboratoire qui m'ont accueilli comme l'un des leur.

Je finirai par remercier ma famille, pour leur soutien indéfectible.

Encore une fois merci à toutes et à tous pour votre contribution à la réussite de mes travaux.

« L’unique source de connaissance est l’expérience » Albert Einsten

Résumé

Durant ces quarante dernières années, les Tubes à Ondes Progressives (TOP) n'ont cessé de se développer, orientés par la demande croissante des nouvelles applications (Internet Haut débit, TV HD…). Cette demande croissante en fréquence et en puissance se traduit par des problèmes d'échauffement thermique. En effet, l'augmentation de la puissance de sortie augmente la puissance dissipée. De plus, la montée en fréquence nécessite une diminution des dimensions, ce qui conduit tout naturellement à des densités de puissance plus importantes. Cette chaleur produite doit être évacuée par des petites surfaces de contact qui dépendent fortement du type d'assemblage. Cet échauffement thermique implique également des changements du comportement mécanique.

Dans ce travail de thèse, le point principal a été l'étude du comportement des interfaces dans les tubes à ondes progressives. Il est question d'étudier les interfaces thermomécaniques produites lors de l'assemblage (frettage à chaud). L'objectif est de fournir un modèle de détermination de la température d'hélice en fonctionnement. Compte tenu des configurations de fonctionnement (Vide, haute tension, petite dimension…) une mesure directe n'est pas réalisable. Néanmoins plusieurs méthodes de mesure indirectes ont été investiguées afin de trouver la plus appropriée. Cette étude porte dans un premier temps sur les lignes de transmissions puis sur les collecteurs des TOPs.

Nous avons réalisé un modèle analytique purement thermique permettant d'identifier rapidement l'impédance thermique des dispositifs. Une mesure de RTC et une coupe métallographique déterminant les surfaces de contact alimentent ce modèle afin de lui donner une meilleure précision. Un modèle élément finis 2D nous permet d'identifier une pression moyenne de contact afin d'utiliser la RTC correspondante.

L'impédance thermique, nous permet de trouver la température d'hélice en indiquant la puissance dissipée dans la ligne.

Abstract

During the last forty years, Travelling Wave Tube (TWT) problems have been received more attentions and developed because of increasing in the new applications of this subject (High-speed Internet, TV HD). Increasing in frequency and power which is needed in TWT causes increments in temperature, so it is needed to find solution of cooling process in this problem. Indeed, more output power causes more dissipated power with smaller size of device which leads to bigger power densities. This produced heat must be conducted to ambient by small contact areas which strongly depend on the type of assembly. This thermal heating also makes changes in mechanical behaviour of device. The principal point is studying the behaviour of interfaces in TWTs.

In this thesis, thermal and mechanical interfaces produced during a hot shrinking have been studied. The main goal of this work is to obtain numerical and analytical models to determine the helix temperature when device is in operation and functioning. By considering the configurations of functioning (Vacuum, high-voltage, small dimension) a direct measurement is impossible, so several indirect measurement methods were investigated to find the most appropriate one. This study concerns to the transmission lines at first and to the collectors of TWTs at the next step.

An analytical model has been obtained to identify the thermal impedance of devices quickly. A thermal contact resistance measurement and a metallographic cutting which determines the contact areas have been used to feed this model to make its precision better improved. A 2D finite element method determines an average pressure of contact to use the corresponding RTC. The thermal resistance makes it possible to find the helix temperature by indicating the power dissipated in the line.

Tables des matières

Remerciements ..... *i*

Résumé ..... *i*

Abstract ..... *i*

Tables des matières ..... *i*

Index des figures ..... *i*

Nomenclature *6*

Chapitre I : Introduction *10*

I.1 Généralité **10**

I.2 Fonctionnement des tubes **11**

I.2.1 Canon 11

I.2.2 Ligne de transmission 12

I.2.3 Collecteur 13

I.3 Processus de fabrication **14**

I.3.1 Les lignes de transmission 15

I.3.2 Les collecteurs 17

I.4 Verrous technologiques en matière de TOP **18**

I.5 Objectifs **21**

Chapitre II : Revue bibliographique *24*

II.1 Les interfaces thermiques **24**

II.1.1 Définition de la Résistance Thermique de Contact (RTC) 24

II.1.2 Influence de différents paramètres 28

II.1.3 Moyens d'amélioration de la conductance 30

II.1.4 Détermination expérimentale de la RTC 32

II.1.5 Modèle théorique de la RTC 33

II.2 Modélisation d'un contact avec revêtement **45**

II.3 Applications aux lignes de transmissions **48**

Chapitre III : Caractérisation des TOP *69*

III.1 Introduction **69**

III.2 Détermination des propriétés des matériaux **69**

III.2.1 Hélice 70

III.2.2 Méthode d'identification des propriétés du revêtement. 75

III.2.3 Montant 99

III.3 Modèle d'identification de la pression et de la surface de contact **104**

III.3.1 Les lignes de transmission 104

III.3.2 Les collecteurs 111

III.4 Détermination expérimentale de la Résistance Thermique de Contact (RTC) **118**

III.4.1 Dispositif expérimental 118

III.4.2 Etat de surface sur une ligne de transmission 124

III.4.3 Etat de surface sur les collecteurs 127

III.4.4 Modèle d'identification 128

III.4.5 Mise au point de la mesure 132

III.4.6 Résultats 133

Chapitre IV : Etude thermomécanique dans les Tubes à Ondes Progressives (TOP) *152*

IV.1 Etude des lignes de transmission **152**

IV.1.1 Introduction 152

IV.1.2 Etude analytique 152

IV.1.3 Validation expérimentale 159

IV.1.4 Conclusion 200

IV.2 Etude des collecteurs **204**

IV.2.1 Etude expérimentale 204

IV.2.2 Etude analytique 217

IV.2.3 Etude expérimentale supplémentaire 219

Conclusion générale ***223***

Perspectives ***225***

Bibliographie ***226***

Annexes ***232***

Index des figures

Chapitre I

Figure I-1 : Photo d'un Tube à Onde Progressive 11
Figure I-2 : Canon de Pierce 12
Figure I-3 : Schéma d'une ligne de transmission d'un TOP.....13
Figure I-4 : Photo pour les dimensions d'une ligne de transmission 13
Figure I-5 : Coupe d'un collecteur 14
Figure I-6 : assemblage fourreau.....16
Figure I-7 : Assemblage enceinte collecteur.....17
Figure I-8 : Transfert thermique.....19

Chapitre II

Figure II-1 : Existence d'un espace interstitiel dû aux irrégularités de surface 25
Figure II-2 : Distribution de pression 25
Figure II-3 : caractérisation de l'état de surface 26
Figure II-4 : Configuration d'interface 27
Figure II-5 : Effet de la constriction dans un milieu semi-infini.....28
Figure II-6 : Amélioration de la RTC pour des surfaces avec dépôt.....31
Figure II-7 : Dispositif expérimental type 32
Figure II-8 : Division du problème mécanique d'un contact sphérique.....34
Figure II-9 : contact élasto-plastique 35
Figure II-10 : Surface somme 36
Figure II-11 : contact d'une surface rugueuse sphérique 37
Figure II-12 : modélisation avec des aspérités à sections constantes carrées ou cylindriques .39
Figure II-13 : Modélisation à aspérités coniques 39
Figure II-14 : Tube de flux en série.....40
Figure II-15 : configuration des microcontacts.....41
Figure II-16 : Modèle, surface bandes.....42
Figure II-17 : Influence de la résolution de l'instrument de mesure sur la rugosité 45
Figure II-18 : comparaison de différentes configurations 50
Figure II-19 : influence du montant 50
Figure II-20 : Dispositif expérimental. Profil de température sur les échantillons 51
Figure II-21 : Influence du polissage sur l'interface 52
Figure II-22 : Influence de la rugosité avec du cuivre.....53
Figure II-23 : Estimation thermique des lignes.....54
Figure II-24 :Pourcentage de perte sur l'hélice en fonction de la fréquence 55
Figure II-25 : Augmentation de température en fonction de la surface en contact.....55
Figure II-26 : dispositif expérimental.....56
Figure II-27 : Confrontation entre modèle et expérience 56
Figure II-28 : Mesure des pertes à froid 57
Figure II-29 : dispositif expérimental.....57
Figure II-30 : Comparaison de la température d'hélice 58
Figure II-31 : Modèle simplifié.....58
Figure II-32 : température d'hélice en fonction de la puissance 59
Figure II-33: Température d'hélice en fonction de la puissance 59

Figure II-34 : comparaison frettage et brasage 60
Figure II-35 : comparaison.....60
Figure II-36 : Schéma de la mesure par effet thermocouple.....61

Chapitre III

Figure III-1 : Réajustement de la courbe de traction.....73
Figure III-2 : Courbe de traction pour fil en tungstène.....73
Figure III-3 : Courbe de traction en fil de molybdène.....74
Figure III-4 : Principe de l'électrolyse.....75
Figure III-5 : Equivalence géométrique des contacts.....76
Figure III-6 : Géométrie du contact sphère/ plan revêtu 77
Figure III-7: Représentation du comportement élasto-plastique à écrouissage cinématique linéaire dans le cas d'une sollicitation uniaxiale.....79
Figure III-8 : Distribution de pression.....80
Figure III-9 : Principe de mesure 81
Figure III-10 : Montage d'indentation sphérique 81
Figure III-11 : schéma du dispositif 81
Figure III-12 : Photos du dispositif 83
Figure III-13 : Empreinte à Température ambiante sur 6 µm de cuivre.....84
Figure III-14 : Evolution du rayon de contact en fonction de la charge pour une épaisseur de revêtement de 3 µm à la température ambiante.....85
Figure III-15 : Influence de la température sur l'évolution de la zone de contact en fonction de l'effort pour une épaisseur de 3 µm 86
Figure III-16 : Influence de la température sur le rayon de contact pour une épaisseur de 3µm 87
Figure III-17 : Etude de reproductibilité et répétabilité à 6µm en température.....88
Figure III-18 : Influence de la température sur le rayon de contact en fonction de l'effort pour une épaisseur de 6µm.....89
Figure III-19 : Influence de la température pour une épaisseur de 6µm 90
Figure III-20 : Influence de l'épaisseur du revêtement sur la surface de contact à la température ambiante.....91
Figure III-21 : Influence de l'épaisseur du revêtement sur la surface de contact à la température de 140°C 92
Figure III-22 : Mesure de micro-dureté.....93
Figure III-23 : Pression max. en fonction du rayon de contact.....95
Figure III-24 : Confrontation des résultats pour 3µm 96
Figure III-25 : Confrontation des résultats pour 6µm 97
Figure III-26 : Confrontation entre les différents modèles pour une épaisseur de 6µm à température ambiante.....99
Figure III-27 : Photos du dispositif expérimental pour la mesure de flexion 3 points pour les montants 100
Figure III-28 : Courbe de flexion trois points enregistrée 101
Figure III-29 : Courbe rationnelle de contrainte/déformation 103
Figure III-30 : Sens d'indentation de la flexion trois points 103
Figure III-31 : Type I, Coupe transversale 105
Figure III-32 : Type II, Coupe transversale 105
Figure III-33 : Coupe longitudinale.....106
Figure III-34 : Contact hélice / Montant du Tube n°1.....106
Figure III-35 : Détermination de la pression de contact à l'aide du modèle analytique 110

Figure III-36 : Technique d'assemblage des collecteurs....112
Figure III-37 : Electrode 3 du VT n°8 (X5)....114
Figure III-38 : Electrode 3 du VT n°8, extrémité droite (X10)....114
Figure III-39 : Comparaison de la ligne de contact....115
Figure III-40 : Comparaison de la Force d'arrachement et la force normale....116
Figure III-41 : Schéma du dispositif expérimental de mesure de la RTC....118
Figure III-42 : Dispositif expérimental de mesure de la RTC....119
Figure III-43 : Presse mécanique de 100 tonnes....120
Figure III-44 : Résistance chauffante, RTC....120
Figure III-45 : Moyen de brasage de la résistance chauffante sur son support....121
Figure III-46 : Capteur d'effort....121
Figure III-47 : Calibration du capteur d'effort en fonction du temps....122
Figure III-48 : Photo des échantillons utilisés pour les mesures de RTC....123
Figure III-49 : Elaboration des échantillons d'APBN....123
Figure III-50 : Surfomètrie 3D sur une hélice....124
Figure III-51 : Profil surfacique pour une hélice en W....124
Figure III-52 : Surfométrie 3D sur un plot représentant un montant....125
Figure III-53 : Profil surfacique pour un montant en APBN....126
Figure III-54 : Mesure surfacique d'un montant en 2D....126
Figure III-55 : Surfomètrie 3D sur un fourreau....127
Figure III-56 : Schématisation des emplacements des thermocouples....128
Figure III-57 : Discrétisation du domaine pour l'inversion....129
Figure III-58 : Molécule de calcul....130
Figure III-59 : Bilan thermique sur un nœud....130
Figure III-60 : Calcul des températures dans la zone inverse.....131
Figure III-61 : Bilan thermique sur un élément de volume centré....131
Figure III-62 : Schéma du protocole expérimental....132
Figure III-63 : Courbe de l'évolution des températures....133
Figure III-64 : Photos des emplacements des thermocouples....134
Figure III-65 : Vérification de la linéarité des thermocouples....134
Figure III-66 : Emplacements des thermocouples ALN....135
Figure III-67 : Résultats de RTC entre CuC2 - ALN (M:Montée, D:Descente, 1-2-3: les essais)....136
Figure III-68 : Résultats contact CuC2 - AL995 (M:Montée, D:Descente, 1-2-3: les essais)137
Figure III-69 : Résultats CuC2 - BeO (M:Montée, D:Descente, 1-2: les essais)....138
Figure III-70 : Comparaison des RTC pour les collecteurs....139
Figure III-71 : Résultats Wcu - APBN....140
Figure III-72 : Résultats APBN - Inox (M: Montée, D: descente)....141
Figure III-73 : Résultat MolaO - BeO....142
Figure III-74 : Résultat BeO - Fer....143
Figure III-75 : Résultat BeO - CuNi44....143
Figure III-76 : Comparaison des RTC hélice - montant....144
Figure III-77 : Comparaison RTC montant - Fourreau....145
Figure III-78 : Influence de la température CuC2 - BeO....146
Figure III-79 : Variation de la conductivité thermique....147
Figure III-80 : Variation de la masse volumique....147
Figure III-81 : Variation de la chaleur spécifique....148

Chapitre IV

Figure IV-1 : Schéma global du modèle de ligne de transmission....153
Figure IV-2 : Hélice....154
Figure IV-3 : Influence de la surface de contact sur la résistance thermique....154
Figure IV-4 : Géométrie avec hélice fine....155
Figure IV-5 : Géométrie avec hélice optimisée....155
Figure IV-6 : Géométrie avec hélice épaisse....155
Figure IV-7 : Influence de l'épaisseur....156
Figure IV-8 : Influence de la surface de contact et de la nature des matériaux sur la résistance thermique....157
Figure IV-9 : Montant....157
Figure IV-10 : ligne de transmission....157
Figure IV-11 : Influence des surfaces de contacts et des matériaux....159
Figure IV-12 : Influence de la température d'hélice suivant la RT....159
Figure IV-13 : Schéma de principe....160
Figure IV-14 : Chauffage par effet joule sous vide....160
Figure IV-15 : Emplacements des thermocouples pour le chauffage par effet joule....161
Figure IV-16 : Schéma de principe du chauffage dans un four....162
Figure IV-17 : Dispositif expérimental....162
Figure IV-18 : Simplification du problème....163
Figure IV-19 : Explication du modèle de simplification....163
Figure IV-20 : Comparaison entre le modèle numérique et les mesures expérimentales....164
Figure IV-21 : Emplacements des thermocouples pour la méthode de chauffage par rayonnement....164
Figure IV-22 : Schéma de la mesure de vérification pour le chauffage externe....165
Figure IV-23 : Véhicule test du tube n°1....167
Figure IV-24 : Etalonnage de la résistance DC....168
Figure IV-25 : Emplacement des thermocouples pour le tube n°1....168
Figure IV-26 : Impédance thermique en fonction de la température d'hélice....169
Figure IV-27 : Dispositif de l'expérience 2 du tube n°1....170
Figure IV-28 : Photos du dispositif expérimental du Tube n°2....172
Figure IV-29 : Synoptique des différents éléments de l'essai....173
Figure IV-30 : Mesure de température pour le tube n°2....174
Figure IV-31 : Photo du dispositif Tube n°3....176
Figure IV-32 : Hélice avec la caméra thermique....177
Figure IV-33 : Ouverture du tube....178
Figure IV-34 : Calcul des impédances thermiques....179
Figure IV-35 : Décomposition des interfaces....180
Figure IV-36 : Schéma de la simulation....181
Figure IV-37 : Cartographie de la surface intérieure de l'hélice....182
Figure IV-38 : Thermocouple sur l'hélice du 220W Ku....184
Figure IV-39 : Thermocouple sur le 220W Ku....184
Figure IV-40 : Dispositif expérimental 1 du tube n°4....185
Figure IV-41 : Tube n°4 relié avec du cuivre....185
Figure IV-42 : Tube n°4 relié avec un fil de platine....185
Figure IV-43 : Simulation numérique du tube n°4....187
Figure IV-44 : Connecteur....190
Figure IV-45 : Schéma du VT avec l'emplacement des thermocouples....190
Figure IV-46 : Photo du Tube n°4 pour une mesure à l'air....191
Figure IV-47 : Dispositif du Tube n°4 pour une mesure sous vide....191

Figure IV-48 : Photo du pompage....192
Figure IV-49 : Variation de la résistance électrique en fonction de la température....193
Figure IV-50 : Impédance thermique en fonction de la température d'hélice 194
Figure IV-51 : Schéma d'un collecteur....204
Figure IV-52 : pièces d'un collecteur....205
Figure IV-53 : Refroidisseur....206
Figure IV-54 : Débit litre....206
Figure IV-55 : Elément chauffant 207
Figure IV-56 : Résistance chauffante finie 207
Figure IV-57 : Schéma de la résistance chauffante finie....208
Figure IV-58 : Emplacement des thermocouples....208
Figure IV-59 : Montage de l'ensemble du Véhicule test 209
Figure IV-60: Moyen d'essai pour le collecteur....210
Figure IV-61 : Mesure 1, évolution de la température pour l'électrode 1 211
Figure IV-62 : Différence de température dans une même pièce 211
Figure IV-63 : Différence de température entre l'électrode et l'enceinte....212
Figure IV-64 : ΔT du refroidisseur....213
Figure IV-65 : Résultats expérimentaux pour un collecteur spatial....214
Figure IV-66 : Graphique avec calcul d'erreur....216
Figure IV-67 : Résultat à un débit plus élevé 216
Figure IV-68 : Résistance thermique d'un collecteur 130W....217
Figure IV-69 : Rondin 218
Figure IV-70 : Photo de l'expérience du chauffage de C4....220

Annexes

Figure 0-1 : Dispositif expérimental 3 du THXXXX....225
Figure 0-1 : Géométrie et maillage du contact sphère/plan revêtu 237
Figure 0-2 : Représentation du maillage utilisé pour le modèle numérique....237
Figure 0-3 : coupe pour le tube n°3 avec un serrage de 20 µm 246
Figure 0-4 : Coupe pour le tube n°3 avec un serrage de 30 µm....246
Figure 0-5 : Coupe pour le tube n°3 avec un serrage de 40 µm....247
Figure 0-6 : Etude du flambage de l'hélice....249
Figure 0-7 : Modèle 2D du frettage pour une température de 20°C 250
Figure 0-8 : Modèle 2D du frettage de ligne à 400°C 251
Figure 0-9 : Modèle 3D avec fourreau uniforme 251
Figure 0-10 : Modélisation 3D réelle 252
Figure 0-11 : Modèle numérique 2D d'un collecteur 253
Figure 0-12 : Elément utilisé....254
Figure 0-13 : Maillage 2D d'un collecteur....254
Figure 0-14 : Types de contacts 255
Figure 0-15 : Conditions aux limites....255

Nomenclature

Alphabet latin

a	**Surface intérieure (source de chaleur)**	m^2
b	Surface extérieure	m^2
E	Module de Young	MPa
E_{Ie}	Module de Young équivalent	MPa
E_k	Champs électriques	$W \cdot m^{-1}$
E_p	Epaisseur	m
g (S*)	Facteur de correction pour calcul RTC	
h	hauteur	m
H	micro dureté du solide Vickers	HV
H_2	Hydrogène	
N_2	Azote	
I_k	Courant canon	A
K, n	Constantes positives	
L	Largeur	m
P	Pression	MPa
P*	Pression de serrage maximale	MPa
P'	Puissance par mini mètre de ligne	$W \cdot mm^{-1}$
q_0	Flux d'entrée	W
q_1	Flux de sortie	W
T	Température	K
t	Variable temps	s
S_0	Surface intérieure	m^2
S_1	Surface extérieure	m^2
V_k	Tension canon	V
Z	Impédance	$K \cdot mm \cdot W^{-1}$
a	Rayon de contact	m
W_N	Effort donnée	N
$\sigma_{zz}(r)$	**Contrainte axiale**	
ε_{zz}	Déformation axiale	
υ	Coefficient de poisson	
Δhr	**Variation d'épaisseur du revêtement**	m
$f(r)$	forme	
δ_0	Mouvement du corps rigide de la sphère	m
C	Constante	
r	Rayon de la sphère	m
$W_N(el)$	Effort normal résultant suite à l'intégration du champs de pression	N
R_{ee}	Limite d'élasticité équivalente des modèles	
λ_{mo}	Rapport des modules équivalent des domaines	

élastique et élasto-plastique

Symboles Grecs

ε	Rapport en a/b	
ε_r	Permittivité diélectrique	$C \cdot V^{-1} \cdot m^{-1}$
ρel	**Résistivité électrique**	$\Omega \cdot m^{-1}$
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
σ	Combinaison des dimensions standards des hauteurs des aspérités	m
σ*	Combinaison des pentes moyennes des aspérités	
μm	**Micro-mètre**	
α	Coefficient de variation de résistivité électrique en fonction de la température	K^{-1}
ΔT	Différence de température	K

Indices

i, m, n	Compteurs
th	Thermique
cs	Constriction
asp	Aspérité
p	paroi
hm	hélice - montant
mf	montant - fourreau

Acronymes et sigles

TOP	Tube à Onde Progressive
RADAR	**Radio Dectection And Ranging**
TED	Thales Electron Devices
MEF	Modèle Eléments Finis
MEB	Microscope électronique à balayage
SMN	Service Modélisation Numérique
LTIE	Laboratoire Thermique Interface et Environnement
RTC	Résistance Thermique de Contact
HF	HyperFréquence
RF	RadioFréquence
1D, 2D, 3D	Une dimension, deux dimensions, trois dimensions
Mo	Molybdène
W	Tungstène
MolaO	Molybdène dopé à l'oxyde de Lanthane
BeO	Oxyde de Beryllium
ALN	Poudre d'aluminium
AL995	Alumine
BN	Nitrure de bore Anisotrope (APBN en anglais)

CVD	Dépôt chimique en phase vapeur
Inox	Acier inoxydable
Fe99	Fer doux
CuNi44	Cupronickel
MP	Masse Polaire
VT	Véhicule test
DC	Direct Current (Courant continu)

Chapitre I :

Introduction

Ce chapitre situe le sujet dans le contexte industriel actuel d'élaboration des Tubes à Ondes Progressives (TOP*). Nous allons détailler dans un premier temps le principe de fonctionnement du tubes en partant de la génération du faisceau par le canon à la récupération des électrons dans le collecteur.*

Dans un second temps, nous présenterons les étapes de fabrication qui vont nous permettre d'envisager au mieux les simulations thermiques et mécaniques. Nous détaillerons les verrous dans l'évolution des TOP, puis nous finirons ce chapitre par les objectifs à atteindre et le déroulement du rapport.

Chapitre I : Introduction

I.1 Généralité

‘‘Y’aura t-il des applications de ces ondes?’’. Ceci fut la question d’un étudiant à Hertz qui lui répondit ‘‘ Il n’y en aura aucune’’. C’était sans compter sur l’évolution technologique de la télégraphie et toutes les communications sans fil [1].

Depuis plus de six décennies après leurs inventions par R. Kompfner [2], les Tubes à Ondes Progressives (TOP) continuent à être une pièce essentielle dans les systèmes électroniques modernes. De nos jours, les tubes électroniques sont devenus indispensables dans notre mode de vie actuel. Ils ont des fonctionnalités diverses et variées, aussi bien utilisés dans le milieu médical pour l’imagerie que dans le milieu scientifique afin de fournir de fortes puissances. Une application moderne est le projet international de fusion atomique (ITER) qui fait appel à des gyrotrons et de klystrons afin de fournir l’énergie nécessaire. Nous pouvons noter de nombreuses familles de tubes électroniques qui ont chacune des applications particulières.

Nous pouvons citer :

- Les Klystrons,
- Les Gyrotons,
- Les TOPs : Cette famille se décompose en deux, (i) Les TOPs à hélice et (ii) les TOPs à cavités couplés.
- Les Magnétrons.

Dans ce travail de thèse, nous nous intéressons plus précisément aux tubes à ondes progressives à hélices dont quelques applications sont la téléphonie sans fils, la radio ou encore le RADAR (Radio Dectection And Ranging).

Le marché principal de ces tubes est le domaine des télécommunications par satellite qui ne cesse de se développer. Ils assurent à la fois les liaisons montantes et surtout les liaisons descendantes. En considérant leur fiabilité et leur rendement électrique [3], les tubes à ondes progressives sont irremplaçables pour les liaisons descendantes. Entre 1992 et 2007, plus de 93% des satellites en orbite géostationnaire sont équipés de TOPs [4]. Simplement pour donner quelques chiffres, en 2007 on comptait près de 10000 TOP en orbite, cumulant environ 300 millions d’heures de fonctionnement [5].

Durant la seconde guerre mondiale, les radars ont joué un rôle important dans les combats aériens. L’objectif était de détecter le plus petit objet possible, le plus loin possible. Ce qui nous donne le deuxième marché des TOPs à hélice : Les systèmes de radiodétection et de contre-mesures. Ils restent aujourd’hui très présents dans les brouilleurs, et sur certains radars, notamment aéroportés (patrouille maritime, drones, missiles…).

Tout au long du XX siècle, le développement des tubes n’a cessé d’évoluer, orienté par le besoin de ses applications toujours plus hautes en fréquence, à des puissances toujours plus grandes. La montée en fréquence permet d'avoir une bande passante plus large et d’occuper des zones encore libres.

Aujourd’hui, on développe des TOPs de forte puissance pour transmettre la TV HD ou encore pour l’Internet haut débit. Ce développement n’est pas sans contraintes et difficultés. Les premières investigations pour l’amélioration passaient par une étude du synchronisme entre le faisceau d’électrons et de l’onde HyperFréquence (HF). Un saut important dans cette voie d’amélioration a été permis grâce à la révolution informatique des années 80, avec le développement de codes de calcul et d’ordinateurs. Suite à ce point d’étude, le problème thermomécanique devient une priorité pour l’évolution des TOPs.

En effet, l’augmentation de la puissance de sortie, augmente la puissance dissipée. L'augmentation de la fréquence diminue les dimensions. La combinaison des deux, nous

donne des densités de puissance à évacuer très importantes. Ceci nous conduit tout naturellement à un problème thermomécanique très critique dans certaines applications. Il en résulte une nécessité d'investigation importante pour les configurations assemblées par frettage. L'évolution peut se faire par une amélioration de la qualité des matériaux utilisés, par l'étude du processus d'assemblage et l'amélioration de la conduction thermique entre l'hélice et le fourreau.

I.2 Fonctionnement des tubes

Un TOP (Figure I-1) fonctionne suivant un principe d'interaction entre un champ RF de faible puissance et un faisceau d'électrons. Le but est d'amplifier le champ RF.

Un faisceau d'électron est généré, accéléré et orienté par un **Canon.** Une onde est injectée sur une hélice afin de rallonger (d'où le nom de **Ligne de retard**) son parcours dans le référentiel du faisceau. L'onde est injectée à l'aide d'une connexion coaxiale située juste en aval du canon. Lorsque la vitesse de l'onde est légèrement plus lente que celle du faisceau, il y a ''Interaction''. Le faisceau cède une partie de son énergie cinétique à l'onde RF. L'onde amplifiée est extraite également à l'aide d'un coaxial. Les électrons ayant cédé une partie de leur énergie sont récupérés dans le **Collecteur**. Le dispositif est maintenu dans un **Habillage** qui lui permet à la fois le refroidissement et la stabilisation.

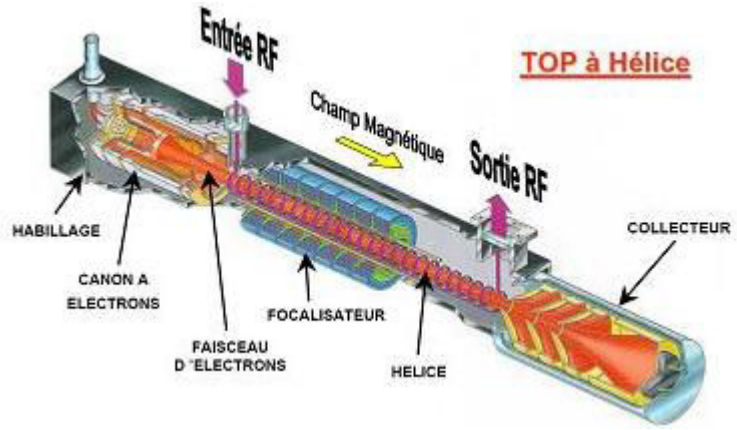


Figure I-1 : Photo d'un Tube à Onde Progressive

Un tube à onde progressive est un composant complexe, très minutieux dans son élaboration. Il est composé de quatre parties bien distinctes. Une explication détaillé a été effectuée par **Gilmour** [117] et reprise par **Lemoine** [5] :

I.2.1 Canon

Le rôle du canon est de générer, accélérer et orienter un faisceau d'électrons dans le vide. Le faisceau est caractérisé par un courant canon I_k et une tension canon V_k. Il existe plusieurs façons pour arriver à ce résultat. Nous pouvons citer soit l'émission froide, très peu utilisé car elle nécessite un champ extrêmement élevé, soit les cathodes thermoélectroniques. A ce jour, ces dernières équipent presque la totalité des tubes. Un canon est composé d'une cathode et d'une anode. Le principe consiste à chauffer à très haute température (maintien de la température à 1000°C) un métal (la cathode), afin que l'énergie cinétique de certains électrons les pousse à quitter le métal et d'être émis dans le vide. En l'absence de champ extérieur, ils ne vont pas loin, car la neutralité électronique les maintient au voisinage immédiat de la cathode. Il suffit alors d'appliquer un champ électrique E_k pour former un

faisceau. C'est l'anode qui joue ce rôle (Figure I-2). L'anode accélère les électrons en imprimant une forme particulière aux lignes de champ. Le Wehnelt permet une concentration du faisceau qui a tendance à s'étaler avec la charge d'espace.

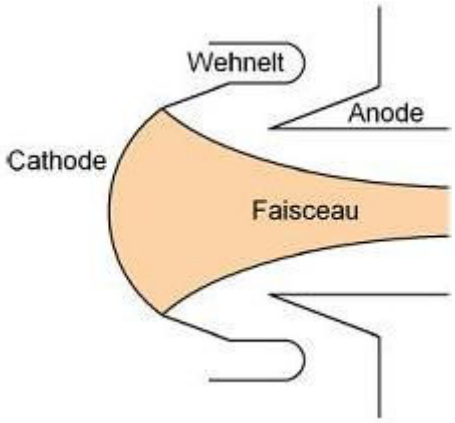


Figure I-2 : Canon de Pierce

I.2.2 Ligne de transmission

Une ligne de transmission ou ligne de retard (Figure I-3) est constituée d'une hélice que l'on obtient en bobinant un fil de matière réfractaire. En effet pour que le faisceau puisse circuler, l'hélice doit être suspendue dans le vide. Elle est maintenue par trois barreaux en céramique, que l'on appelle des montants, espacés de 120°. Les particularités des montants sont leurs propriétés thermiques (bon conducteur) et électriques (isolant). L'ensemble hélice - montant est inséré dans un fourreau constitué d'une succession de masses polaires magnétiques et d'entretoises amagnétiques. Ce fourreau a pour fonction de maintenir la forme cylindrique du faisceau d'un diamètre b acquis à la sortie du canon. En effet, le faisceau a tendance à vouloir s'éclater sous la pression de la charge d'espace.

Le rôle de cette partie du TOP est de synchroniser l'onde RF circulant à la vitesse de la lumière et le faisceau fourni par le canon circulant à une vitesse donnée caractérisée par I_k et V_k. Cela explique l'utilisation d'une hélice dont la fonction est de rallonger le trajet de l'onde par rapport au référentiel du faisceau (d'où le nom de ligne de retard). Lorsque l'onde circule moins vite que le faisceau, celui-ci cède son énergie cinétique à l'onde HF.

L'hélice est le siège d'une dissipation thermique. La chaleur est évacuée à travers les montants jusqu'au fourreau. Sur son chemin la chaleur rencontre deux résistances de contact entre l'hélice et les montants et entre les montants et le fourreau. Compte tenu des petites dimensions du dispositif (de l'ordre du millimètreFigure I-4), les densités de puissances sont relativement élevées.

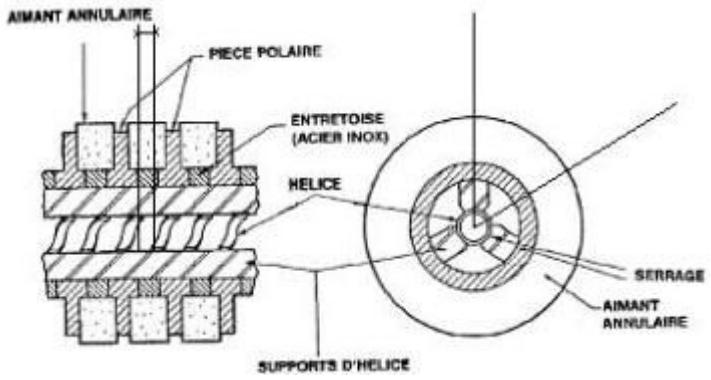


Figure I-3 : Schéma d'une ligne de transmission d'un TOP

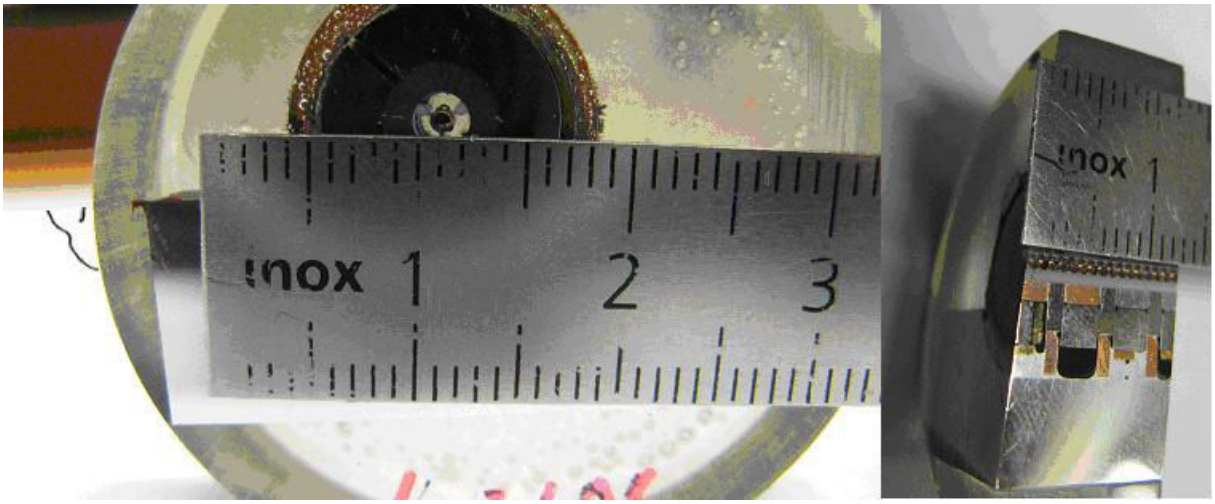


Figure I-4 : Photo pour les dimensions d'une ligne de transmission

I.2.3 Collecteur

Le collecteur a pour fonction de récupérer les électrons qui ont cédé une partie de leur énergie sous forme radioélectrique. L'énergie résiduelle des électrons est dissipée sous forme de chaleur qu'il faut évacuer afin de préserver la fonctionnalité du tube.

Le collecteur est constitué de quatre parties (Figure I-5) :

Les électrodes :

Les électrons viennent échouer sur ces éléments. Ils doivent évacuer au mieux la chaleur et résister à l'effort fourni lors de l'assemblage. Elles sont souvent en cuivre recuit. Un collecteur peut être constitué de plusieurs électrodes (allant de 1 à 5).

Les isolants :

Comme pour les montants des lignes, ils doivent avoir la double propriété d'être un bon conducteur thermique et un isolant électrique. Leur géométrie peut varier.

L'enceinte :

Différents types d'enceintes existent. Pour le domaine spatial, nous trouverons souvent deux cylindres brasés. Le premier en cuivre de faible épaisseur et le second en inox.

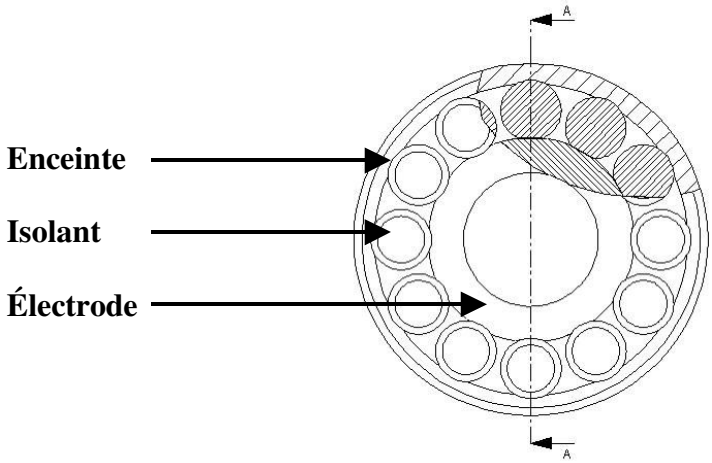


Figure I-5 : Coupe d'un collecteur

Habillage (Refroidisseur) :

Selon la fonction finale du tube, l'habillage n'est pas identique. L'habillage a pour but de stabiliser et de refroidir le collecteur. Le canon et la ligne de transmission sont refroidis par conduction. Pour le collecteur deux types de refroidissements existent: le refroidissement par conduction et celui par rayonnement.

Nous avons vu les fonctionnalités des différentes parties du TOP. Dans ce travail de thèse, nous nous intéresserons principalement à la ligne de transmission et au collecteur. Nous devrons caractériser les impédances thermiques de ces deux parties. Un modèle sera donc proposé et validé puis une étude des différentes configurations sera réalisée. Afin d'avoir un modèle mécanique le plus réaliste, nous devrons suivre exactement les mêmes étapes pour simuler le processus. Les propriétés des matériaux devront également se rapprocher le plus possible de l'état final. Nous allons donc détailler les différentes étapes pour la réalisation des lignes de transmission et des collecteurs.

I.3 Processus de fabrication

Un des buts de ce travail de thèse est de simuler l'état final d'une ligne de transmission et d'un collecteur afin de permettre son dimensionnement thermomécanique. Afin d'aboutir à ce résultat, un détail précis des propriétés matériaux en fonction de l'état final des pièces doit être établi. Les étapes de fabrication de chaque élément doivent être étudiées afin d'avoir une simulation la plus réaliste possible.

Le choix des matériaux et le processus d'obtention de la matière première sont des données importantes pour connaître le comportement thermomécanique de l'ensemble. En effet, selon l'état métallurgique, les propriétés finales des pièces sont différentes.

Nous avons vu dans la partie précédente les différents composants d'une ligne de transmission. Cependant, les configurations ne sont pas identiques d'un tube à l'autre. Les tubes électroniques actuels présentent généralement deux configurations différentes qui dépendent généralement de la maîtrise et de l'histoire des entreprises.

I.3.1 Les lignes de transmission

I.3.1.1 Les hélices

Le but de l'hélice est, comme nous l'avons expliqué précédemment, de ralentir l'onde RF dans le référentiel du faisceau. Ceci est d'un point de vue d'interaction. Du point de vue thermique, elle doit évacuer la chaleur du mieux possible, ce qui lui impose une bonne conductivité thermique. Du point de vue mécanique, elle ne doit pas s'effondrer sous l'effort du serrage afin de produire une bonne interface avec le montant. Il faut donc un matériau avec une bonne tenue mécanique.

Dans les configurations les plus courantes, nous retrouvons des hélices en molybdène (Mo) ou en tungstène (W). Ce sont des matériaux réfractaires, qui ont une haute température de fusion (respectivement 2600°C et 3400°C).

Les deux matériaux sont obtenus de la manière suivante :

Le métal est obtenu par frittage, ce qui lui confère de bonnes propriétés mécaniques. Ces propriétés dépendent de la taille des grains de la poudre de départ. Les fils sont tréfilés, ce qui provoque des grains très allongés.

Les fournisseurs ne donnent pas les caractéristiques précises pour des raisons de confidentialité. Il sera question dans ce travail de retrouver les propriétés mécaniques des fils en fonction de la température.

Le fil d'hélice rectangulaire en tungstène est obtenu par laminage d'un fil rond par un fournisseur extérieur. Ce fil est enroulé en hélice sur un mandrin à une température n'excédent pas les 450°C (Jaune pale sur l'hélice). L'hélice est chauffée afin de faciliter le bobinage. Une fois le fil sous forme d'hélice, il est stabilisé à environ 1400°C sous atmosphère hydrogénée pendant 30 minutes. Cette stabilisation permet d'éliminer les contraintes internes et de ce fait d'éviter le dé-bobinage. Ensuite, le mandrin est dissous dans un acide. Nous décrivons ces étapes afin de reproduire le même processus pour nos éprouvettes.

Généralement la forme finale du fil d'hélice est obtenue par laminage. Nous passons d'une forme cylindrique à une section plus ou moins rectangulaire, ce qui provoque un écrouissage. L'écrouissage entraîne un durcissement de la pièce. Pour le tungstène, la section est approximativement rectangulaire.

I.3.1.2 Cuivrage

Comme nous l'avons indiqué précédemment, un dépôt de cuivre est effectué sur les hélices. Le but de ce dépôt est d'améliorer le transfert thermique et de réduire les pertes RF. En effet, le cuivre jouera le rôle de matériau d'interface, il comblera les interstices et augmentera la surface réelle de contact (cf. partie II.1.3). Pour ce faire, le cuivre déposé ne doit pas être trop dur au risque de ne pas pouvoir se déformer durant l'assemblage. Nous voyons donc toute l'importance de la température de recuit. Nous déterminerons dans ce rapport les propriétés du cuivre déposé.

De plus, compte tenu de sa faible résistivité électrique (inférieur au W et au MolaO) les pertes RF seront diminuées.

I.3.1.3 Les montants

La fonction des montants est de maintenir l'hélice en place dans le vide afin de permettre à l'onde de circuler sur celle-ci. Ils doivent donc être des isolants électriques. Ce

sont eux qui appliquent le serrage lors de l'assemblage. Le chemin principal d'évacuation de la chaleur est créé par les interfaces. Ils doivent être des bons conducteurs thermiques.

Les configurations actuelles utilisent deux types de matériaux pour les montants. Nous trouvons des montants en Oxyde de Béryllium (BeO) dont la mise en oeuvre est difficile compte tenu de la toxicité de sa poussière lors de l'usinage. Cette toxicité rend son usinage particulièrement difficile, indisponible en France. Il présente une bonne tenue mécanique et une bonne conductivité thermique. On utilise du BeO pur à 99.9%.

L'alternative au BeO et l'utilisation de Nitrure de Bore Anisotropie (APBN en anglais). L'APBN est obtenu par dépôt chimique en phase vapeur (CVD). La conductivité thermique mesurée parallèlement au plan de dépôt est approximativement quarante fois plus élevée que celle mesurée perpendiculairement. Sa tenue mécanique est inférieure au BeO. A la température de fonctionnement, les deux matériaux présentent sensiblement la même conductivité thermique.

I.3.1.4 Le fourreau

Le fourreau a pour but de serrer l'ensemble hélice-montants, il permet également de maintenir le tube sous vide. De plus, il doit focaliser le faisceau d'électron fourni par le canon. Pour ce faire, le fourreau est composé de matière magnétique et amagnétique. La différence dans les types de fourreaux réside principalement dans la partie amagnétique. La partie magnétique, appelée Masse Polaire, est souvent en l'acier étanche (Fer doux). Pour ce qui est de la partie amagnétique, appelé Entretoise, nous pouvons trouver de l'acier inoxydable (Inox) ou du Cupronickel.

Les Masses polaires (MP) sont liées aux Entretoises (E) par une brasure. Une fois les MP et E assemblées, le diamètre intérieur est repris afin d'avoir un diamètre constant. Dans certaines configurations des rainures sont présentes afin de bloquer le montant lors de l'enquillage. Ces rainures peuvent être problématiques. En effet, elles dépendent de l'outil, de son usure, et de l'huile utilisée. En fonction de ces paramètres, des rainures plus ou moins correctes sont possibles. Il y a cependant un phénomène d'ondulations provoqué par la pièce à rainurer qui présente deux matériaux avec des propriétés différentes. Le passage de la broche n'aura pas le même effet sur les deux matériaux. Ce qui peut être critique pour le transfert thermique.

Ensuite, des ailettes sont rajoutées sur les pièces polaires afin d'améliorer l'évacuation de la chaleur.

Pour finir, un traitement thermique est effectué à 600°C.
La Figure I-6 nous montre les différentes étapes.

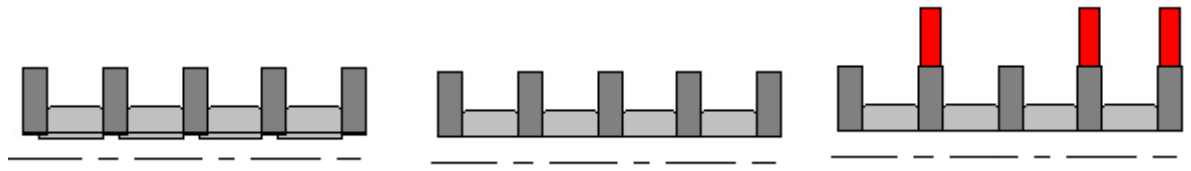


Figure I-6 : assemblage fourreau

I.3.1.5 Assemblage d'une ligne de transmission par insertion à chaud

Le processus d'assemblage est un point très important dans le milieu industriel. Il doit à la fois être le plus efficace possible, afin d'augmenter la production, et le moins cher possible, afin d'augmenter le profit. Pour une ligne de transmission, différentes techniques sont utilisées. Ces méthodes sont décrites dans la partie introductive I.4.

Dans ces travaux, nous nous intéressons aux interfaces produites par la méthode d'insertion à chaud. Cette technique consiste à chauffer le fourreau afin de le dilater. Une fois à la bonne température, l'ensemble hélice-montant est introduit à l'aide d'une cartouche. L'assemblage se produit lors du retour à la température ambiante.

I.3.2 Les collecteurs

Le rôle des collecteurs est de récupérer les électrons qui ont cédé une partie de leur énergie cinétique lors de l'interaction avec l'onde HF. Les collecteurs actuels sont généralement constitués de 4 étages. Chaque électrode est à un potentiel différent afin d'attirer et de réduire l'énergie d'impact des électrons. Ceci améliore le rendement globale du tube.

I.3.2.1 Electrodes

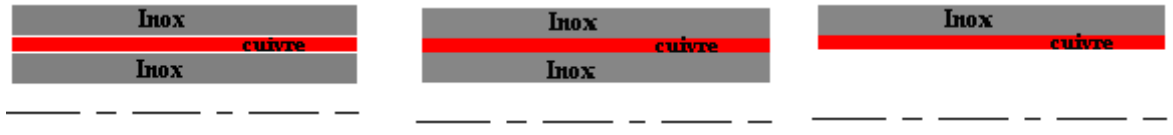
Les électrodes ont des formes bien spécifiques, elles sont exclusivement en cuivre afin d'optimiser l'évacuation de la chaleur.

I.3.2.2 Les isolants

Les isolants peuvent varier de forme et de matériaux. Ils ont la même fonction que les supports d'hélices. Ils doivent être de bons conducteurs thermiques et des isolants électriques efficaces. Il faut respecter une distance d'isolement. En effet, les électrodes sont reliées à la haute tension.

I.3.2.3 L'enveloppe ou l'enceinte

L'enveloppe est généralement constituée d'une épaisseur de cuivre puis d'une couche d'inox assemblées par frettage à chaud. Le rôle du cylindre en cuivre est d'améliorer le contact avec les rondins. La Figure I-7 nous montre les étapes d'élaboration d'une enceinte.



Trois cylindres sont réalisés. Un cylindre en cuivre est pris entre deux cylindres en Inox.

Les trois cylindres sont frettés à l'aide d'une frette.

Le cylindre intérieur en inox est retiré.

Figure I-7 : Assemblage enceinte collecteur

I.3.2.4 Assemblage d'un collecteur par frettage à chaud

Comme pour la ligne de transmission, le collecteur est assemblé par frettage à chaud. La nuance entre les deux assemblages est l'insertion. En effet, pour les lignes de transmission le fourreau est dilaté afin de permettre l'insertion de l'hélice et des montants. La ligne est frettée lors du refroidissement, alors que le collecteur est assemblé à froid. Nous avons ensuite deux étapes de conception. La première consiste à chauffer l'ensemble. L'enceinte se déforme plastiquement à l'aide d'une frette en molybdène qui l'empêche de se dilater. La seconde est le refroidissement qui permet le frettage du collecteur.

Les différentes étapes sont :

A froid, il faut un jeu obligatoire entre l'enceinte et l'assemblage électrode/rondin pour le montage. L'ensemble est introduit dans une frette.

Ensuite, l'ensemble est chauffé. C'est l'étape de frettage :

- L'extérieur de l'enceinte vient se coller sur la frette (qui ne se déforme pas)
- L'intérieur de l'enceinte suit l'extérieur de l'enceinte, avec l'épaisseur à chaud de l'enceinte comme lien.
- L'assemblage électrode/rondin se colle à l'intérieur de l'enceinte (but recherché)
- L'électrode se déforme, mais pas les rondins.

Enfin, après Frettage :

- L'extérieur de l'enceinte se retreint sans changer de forme.
- L'intérieur de l'enceinte suit l'extérieur de l'enceinte, avec l'épaisseur à froid de l'enceinte comme lien.
- L'assemblage électrode/rondins suit l'intérieur de l'enceinte.
- L'électrode se déforme, mais pas les rondins.

Nous avons indiqué une évolution constante dans les applications des TOP mais des freins difficiles à surmonter retarde cette évolution.

I.4 Verrous technologiques en matière de TOP

Les problèmes rencontrés sont dus à la volonté d'augmenter la puissance de sortie et la fréquence.

Les principaux points limitant l'évolution des TOPs sont de différentes sortes. Nous pouvons en citer plusieurs :

Electromagnétique : L'oscillation

Les tubes à hélice ont tendance à devenir instables. L'oscillation dans un circuit électrique peut être voulue, comme dans le cas des oscillateurs ou être due à un défaut. Une perturbation dans le faisceau d'électrons est amplifiée et vient perturber le bon fonctionnement du tube. Les différentes solutions pour contrer ce problème sont :

- Les atténuateurs sur les montants. Une couche de carbone est déposée sur les supports d'hélice afin d'éviter l'amplification de la perturbation entre l'entrée et la sortie.
- Les bagues d'adaptation.
- L'augmentation du nombre de sections d'amplification de gain.
- La forme de l'hélice. (Lignes coniques ou à pas variable)

Dissipation thermique

Le chauffage de l'hélice résulte des dissipations RF (1) due à l'onde HF circulant sur l'épaisseur de peau de celle-ci et de l'interception des électrons (2) qui est produite par une imperfection de la focalisation du faisceau d'électron. Les électrons dissipent leurs énergies cinétiques dans l'hélice. Cette chaleur dissipée doit être évacuée à travers les montant, passant par des déformations géométriques et des interfaces comme nous pouvons le voir sur la Figure I-8.

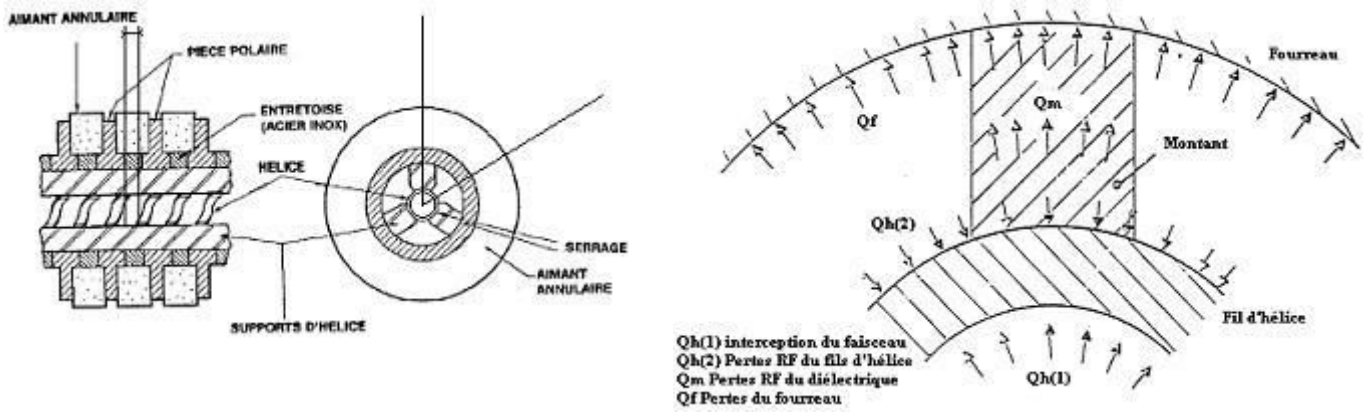


Figure I-8 : Transfert thermique

Thermique : Limite de la température interne

Les hélices peuvent soit être en tungstène (W) ou en molybdène dopé à l'oxyde de lanthane (MoLaO). Leurs températures de fusion sont respectivement de 3400°C et de 2600°C. Nous trouvons souvent une couche de cuivre sur l'hélice permettant la limitation des pertes par effet joule due à l'onde HF. En effet, l'onde ne circule que sur l'épaisseur de peau de l'hélice et la résistivité électrique du cuivre est beaucoup plus faible que celle des autres matériaux utilisés (1,76 µOhm.cm pour le cuivre contre 5,7 µOhm.cm pour le Mo et 5,5 µOhm.cm pour le W). L'autre intérêt du cuivre est l'amélioration de l'interface entre l'hélice et le montant. Dans la réalité la surface de contact réelle n'est que de quelques pourcent de la surface apparente. Il a été montré que la présence du cuivre améliore la conductance [6]. Le cuivre joue le rôle de matériau d'interface. En effet, sa limite élastique étant inférieure à celles des autres matériaux, le cuivre se déforme lors du frettage. Cette couche de cuivre remplit les aspérités de contact et augmente la surface réelle.

Dans les configurations avec une hélice en tungstène, la dernière spire est toujours décuivrée afin de permettre la liaison avec le fil platine qui permet l'extraction de la puissance amplifiée. Cette liaison est réalisée à l'aide d'une soudure au laser. Cette zone du tube est la plus critique. Nous avons un contact dépourvu de cuivre où le serrage est moindre et la puissance maximum.

Les tubes ont besoin d'un ultra-vide de l'ordre de 10^{-10} torr pour un bon fonctionnement. La pression de vapeur du cuivre dans cet environnement donne une évaporation du cuivre dans une zone de température de l'ordre de 400°C à 500°C, sachant que la température de fusion du cuivre est de 1080°C sous atmosphère standard.

Pour des questions de marges préventives et de sécurité, la limite de la température interne est donnée entre 300°C et 400°C afin d'éviter l'évaporation du cuivre et de ce fait la destruction du tube. Ce critère est d'autant plus important pour les tubes spatiaux. En effet, ils doivent assurer une durée de vie de quinze ans. Une évaporation du cuivre même lente limiterait la durée de vie. Le Tableau 1 montre l'importance de limiter la température interne.

Température d'hélice (°C)	Pression de vapeur (Pa)	Durée nécessaire pour évaporer une monocouche d'atomes de Cu sur 1 mm²
200	7.3310^{-26}	100 millions d'années
300	1.70^{-19}	60 ans
400	5.1210^{-15}	20 heures

Tableau 1 : Estimation du temps nécessaire pour évaporer une monocouche d'atomes de Cuivre sur 1 mm² en fonction de la température d'hélice

Cette température limite, nous contraint thermiquement. Nous devons améliorer la conductance entre l'hélice et le fourreau. En effet, le transfert se fait entièrement par conduction, le rayonnement étant négligeable. Cette amélioration passe par l'étude des matériaux utilisés et une étude des résistances de contact entre l'hélice et le montant et entre le montant et le fourreau. En améliorant le transfert thermique, nous limiterons la température interne de la ligne de transmission.

Matériau : Les montants

Le choix du matériau des montants est primordial pour le bon fonctionnement du tube. Les montants doivent être des bons conducteurs thermiques, afin d'évacuer toute la chaleur produite sur l'hélice, et en même temps un isolant électrique afin d'éviter un court-circuit entre l'hélice et le fourreau. Un autre critère est d'avoir une permittivité diélectrique (ε_r) adaptée aux radiofréquences (RF); elle doit être faible aux fréquences de fonctionnement. De plus, ils doivent avoir un bon comportement mécanique. Ils ne doivent pas se déformer lors du processus d'assemblage.

Le choix du matériau des montants a été le premier point d'évolution des TOPs.
Le passage des tubes de quelques watts à cent watts a été réalisé grâce à l'utilisation de montants en alumine à la place des tubes en verre. L'évolution suivante; de cent watts à plusieurs centaines de watts, s'est faite par l'utilisation de montants en oxyde de béryllium ou en nitrure de bore à la place des montants en alumine. L'évolution logique dans ce développement sera l'utilisation de montant en diamant.

Technique d'assemblage

Il existe deux grandes familles d'interfaces différentes résultant du processus d'assemblage. L'assemblage entre une hélice en métal et un diélectrique peut être fait soit avec un brasage ou un collage des supports sur l'hélice. L'autre type d'interface est lorsque le métal est tenu contre l'isolant par une grande force mécanique donnant des bonnes interfaces thermiques. Le processus d'assemblage est un point très important dans la fabrication des TOPs, plus particulièrement pour la ligne de transmission et les collecteurs. Différentes méthodes d'assemblages existent. Nous trouvons des configurations brasées, d'autres comprimées à froid ou frettées à chaud. Chaque méthode connaît des limites différentes et nécessite des investissements plus ou moins lourds. La compression à froid est la méthode la plus pratique à mettre en place pour concevoir et construire le tube, c'est aussi la plus rentable. L'inconvénient est que les contacts obtenus ne sont pas de très bonne qualité. Il en résulte une limitation de la puissance de sortie. Nous avons également des lignes frettées à chaud. Cette méthode nécessite plus d'effort que la compression à froid mais moins que pour les lignes brasées. Pour ces lignes, l'étude des interfaces est un point crucial dans l'augmentation des puissances de sortie. Ce point limitant n'existe pas pour les configurations brasées mais la mise au point de cette méthode est très délicate. En effet, les congés de brasure sont incompatibles avec les tubes.

L'optimisation du serrage est un point important pour les tubes à forte puissance. En effet, dans les configurations frettées, les résistances de contact ne sont pas du tout négligeables sur le transfert thermique. Ce paramètre est un obstacle important dans l'amélioration des tubes. C'est le point principal de limitation de la puissance de sortie.

Les lignes étudiées sont assemblées par frettage à chaud, ce qui consiste à dilater le fourreau afin d'introduire l'ensemble hélice-montant. Les côtes à froid présentent une

interférence qui correspond au serrage. Les différentes dilatations des matériaux utilisés permettent de fretter la géométrie. Cette technique d'assemblage procure des surfaces de contact et des pressions de contact plus ou moins bonnes. Ces surfaces de contacts produisent une discontinuité dans le chemin d'évacuation de la chaleur, qui provoque la déformation des lignes de flux (macro-constriction). Plus le serrage sera optimisé (i.e pression de contact max et surface de contact maximum) plus la résistance de contact sera faible. Mais le serrage ne doit pas être trop élevé au risque d'endommager les montants (fissuration) ou de déformer l'hélice et/ou les montants et donc d'avoir une mauvaise pression de contact.

Cette technique d'assemblage est similaire dans le principe pour le collecteur, ce qui nous amène à traiter ces deux sujets en même temps. Néanmoins des différences notables sont à relever, ce qui constitue deux sujets bien distincts, mais ayant la même démarche générale.

- La conduction axiale n'est pas négligeable pour les collecteurs. Mais la température limite est toujours comprise entre 300°C et 400°C car les électrodes sont en cuivre.
- La technique d'assemblage diffère légèrement des lignes de transmission mais elle provoque également la déformation des lignes de flux due à la géométrie.

Interface

La technique d'assemblage, nous conduit tout logiquement à l'étude des interfaces de contact qui sera un point important dans cette thèse.

L'étude des interfaces de contact peut se décomposer en deux disciplines, le problème mécanique et le problème thermique. Chaque discipline peut également être divisée en deux parties. Une partie macroscopique traitant de l'étude des pièces massives et l'autre microscopique avec l'étude de la déformation des aspérités.

I.5 Objectifs

Ce travail consiste à déterminer un modèle de dimensionnement thermomécanique grande déformation, non-linéaire qui permettra l'optimisation des configurations des versions futures des TOPs. Dans un premier temps, il sera utilisé comme moyen d'évaluation sur des configurations existantes. Jusqu'à présent la température maximum atteinte par l'hélice n'est pas connue compte tenu de la complexité de la mesure. En effet, une mesure est extrêmement difficile sur le tube en fonctionnement compte tenu de la RF, de l'ultravide et des petites dimensions. Pour exemple, le rayon de l'hélice est de l'ordre du millimètre pour certaines configurations. Cette inconnue est présente dans les lignes de transmission et dans les collecteurs. Jusqu'à présent, les collecteurs n'ont pas été étudiés avec grande attention. Nous aurons une approche similaire pour l'étude des lignes de transmission et pour les collecteurs.

Contrairement aux lignes de transmission, les collecteurs peuvent être refroidis par rayonnement et par conduction. Les tubes pour les liaisons descendantes ont souvent un radiateur rayonnant dans l'espace par un système d'ailette. Ce qui apporte une grande simplification dans la structure du satellite en permettant d'embarquer jusqu'à cent TOP.

Ce rapport est organisé en quatre chapitres :

Le Chapitre I introduit brièvement la problématique du sujet étudié avec une description en détaille des TOP et de leur fabrication. En effet, nous cherchons à mettre au point un modèle numérique. Il est donc indispensable d'identifier les étapes de production afin d'avoir les matériaux dans leurs états réels.

Le Chapitre II est consacré à une étude bibliographique. Nous verrons l'état actuel des recherches sur les différents aspects concernant notre problématique. Une première partie traitera des résistances de contact. Nous passerons en revue la définition de la RTC, les moyens d'identification et les méthodes expérimentales. Ensuite, nous présenterons une seconde partie qui parlera de la modélisation d'un contact revêtu. Une dernière étape fera l'état des lieux des applications dans les lignes de transmission.

Le Chapitre III présente les différentes caractérisations effectuées, nécessaire pour l'étude des ensembles. Une bonne simulation numérique nécessite une bonne connaissance des données thermophysiques ($\rho(T)$, $Cp(T)$, $\lambda(T)$…), ou rhéologiques (E, ν, loi de comportement). Nous ferons une étude de la littérature des matériaux utilisés dans les lignes et les collecteurs. Les matériaux manquant de données seront caractérisés expérimentalement. Les déformations des interfaces étant fonctions des matériaux, une fois les propriétés définies, nous établirons un modèle numérique d'interface afin de trouver la pression de contact et la surface de contact. La dernière étape est l'identification de la résistance de contact en fonction de la pression et de la température.

Le Chapitre IV sera entièrement dédié à l'étude thermomécanique des lignes de transmission et des collecteurs, qui seront traités en deux parties séparées.

Dans une première partie, nous présenterons un modèle analytique incluant une étude paramétrique d'une ligne de transmission en fonction des surfaces de contact et des matériaux. La seconde partie sera la présentation du modèle thermomécanique établi à partir des données du Chapitre III. Ce modèle sera validé par une étude expérimentale qui constitue la dernière partie de ce chapitre. Différentes pistes seront investiguées afin de trouver une méthode expérimentale aussi simple et fiable que possible.

Nous finirons ce sous-chapitre en proposant un modèle numérique pour étudier une ligne de transmission.

La seconde partie traitera des collecteurs. Nous commencerons par une étude numérique en 2D des géométries utilisant des rondins. Ce modèle 2D sera validé par une étude expérimentale.

Nous présenterons enfin une conclusion générale et des perspectives de prolongement de ces travaux.

Chapitre II :

Revue bibliographique

Cette partie est consacrée à l'étude bibliographique des différents aspects physiques rencontrés dans les TOP. Comme nous l'avons souligné précédemment, les Résistances Thermique de Contact (RTC) sont un point très important pour les TOPs assemblés par frettage.

Dans une première partie, nous rappellerons la définition de la résistance de contact, puis nous examinerons les paramètres qui influent sur son comportement.

Ensuite nous nous intéresserons à la modélisation d'un revêtement. En effet, l'importance de la déformation du cuivre dans notre étude est primordiale : cette modélisation nous donnera la pression et la surface de contact. A ces niveaux de charges, nous envisageons des grandes déformations, opérées dans le domaine purement plastique.

Nous finirons par les travaux réalisés sur les lignes de transmission et sur les collecteurs. Ce dernier point, nous permettra de mettre en exergue les problématiques posées afin de définir la stratégie adoptée pour les résoudre.

Chapitre II : Revue bibliographique

II.1 Les interfaces thermiques

Le transfert de chaleur à travers une interface entre deux surfaces rugueuses est un phénomène important que l'on retrouve dans de nombreux secteurs industriels: automobile, aéronautique, électronique, etc. En raison de l'imperfection du contact, un espace interstitiel existe entre deux milieux. Il en résulte une résistance de contact qui s'oppose au transfert de chaleur. La qualité de ce contact prend beaucoup d'importance dans les configurations frettées des TOPs.

Nous pouvons noter que dans certaines applications technologiques, notamment pour l'électronique de forte puissance, que la résistance de contact est un frein majeur à l'évolution des dispositifs qui ont pour objectif d'augmenter la puissance transmise.

Dans les TOPs, ce sont la puissance et la fréquence qui ont pour vocation d'augmenter. Une conséquence, est la diminution des dimensions. L'étude des résistances de contact est un domaine multidisciplinaire impliquant de la mécanique, de la thermique et de la science des matériaux. Le problème d'étude de la RTC se décompose en deux parties bien distinctes : (i) mécaniques et (ii) thermiques. Chaque partie peut se décomposer en deux sous-parties, l'une traitant du problème microscopique et l'autre du problème macroscopique.

Cette première partie sera décomposée en quatre sous-chapitres. Nous commencerons par définir la RTC avec les différents paramètres influents, ensuite nous évoquerons des méthodes expérimentales mises en place puis pour les mesurer, et nous finirons par une description des différents modèles prédictifs, proposés dans la littérature.

II.1.1 Définition de la Résistance Thermique de Contact (RTC)

Des modèles analytiques, numériques et expérimentaux de prédiction de la RTC sont développés depuis les années 30. Plusieurs centaines d'articles ont été publiés, ce qui montre l'importance de ce sujet. Ce problème est présent dans tous les domaines de l'industrie dès lors qu'il y a deux solides en contact. L'interface devient critique thermiquement lorsqu'il faut transférer des flux de chaleur relativement élevés. Cette résistance est due à l'état de surface des pièces mises en contact. La surface réelle ne représente qu'une faible fraction de la zone apparente. Ainsi **Belghahli et Danes** [7], **Majumdar et Tien** [8] mettent en évidence les imperfections d'une interface lorsque deux solides métalliques sont pressés l'un contre l'autre (Figure II-1). Le contact ne s'effectue jamais sur la totalité de la surface apparente. **Bardon** [9], **Snaith et al** [10] ont montré que la surface réelle de contact représente seulement 1% de la surface apparente [11], [12]. Le flux thermique à l'interface peut être transmis par trois modes différentes: (i) la conduction à travers les microcontacts, (ii) la conduction à travers le milieu interstitiel et (iii) le rayonnement.

Le contact correspond à une multitude de microcontacts de formes et d'aires variables, répartis de façon aléatoire. Ceci donne généralement naissance à deux résistances: la micro-constriction et la macro-constriction.

Le contact imparfait se traduit par un saut de température à travers l'interface qui peut dégrader de façon importante les performances d'un TOP comme le montre la Figure II-1.

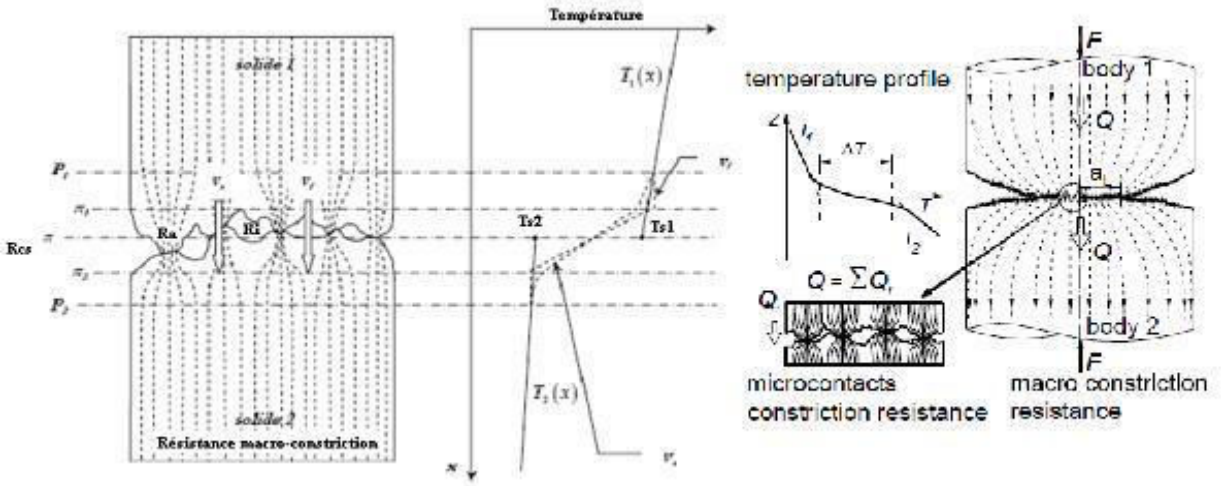


Figure II-1 : Existence d'un espace interstitiel dû aux irrégularités de surface

La RTC se décompose en trois résistances qui dépendent de différents paramètres thermo-physiques: conductivité, λ(T) et rhéologiques (Module de Young, coefficient de poisson) des matériaux en présence. Ces résistances sont: la résistance de constriction due à la déformation des lignes de flux thermique, la résistance des aspérités due à l'état de surface des pièces et la résistance de l'espace interstitiel due à la nature des milieux qui la constituent.

$$\frac{1}{R_{contact}} = \frac{1}{R_{aspérité} + R_{micro-constriction}} + \frac{1}{R_{espace\ interstitiel}} \qquad \textbf{[II-1]}$$

Nous allons détailler les différentes composantes de ces résistances puis nous examinerons la modélisation élastoplastique du contact. En effet comme nous pouvons le voir sur la Figure II-2 la distribution de pression le long d'un contact n'est pas toujours uniforme.

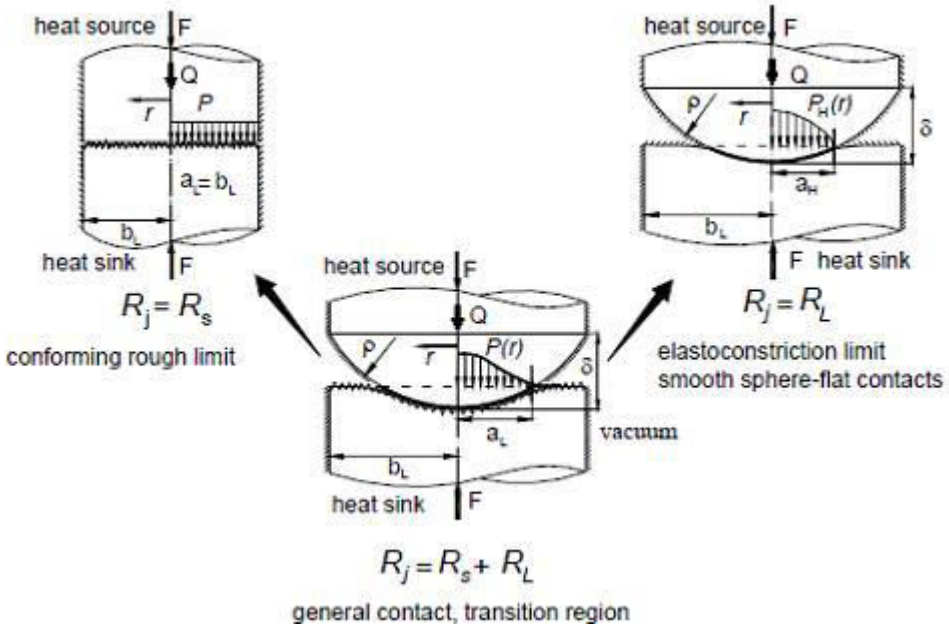


Figure II-2 : Distribution de pression

II.1.1.1 Résistance des aspérités, état de surface.

Les aspérités donnent le nombre de point de contact. Les microcontacts sont généralement de tailles différentes et répartis arbitrairement. L'état de surface (Rugosité, Ra, pente des aspérités) dépend de l'usinage de la pièce.

Des critères normalisés **AFNOR** [13] sont définis pour caractériser un état de surface. Les paramètres les plus importants dans les défauts de surface sont les suivants (Figure II-3):

- Ecart de forme, défaut de planéité, de rectitude…
- Ondulation
- Rugosité

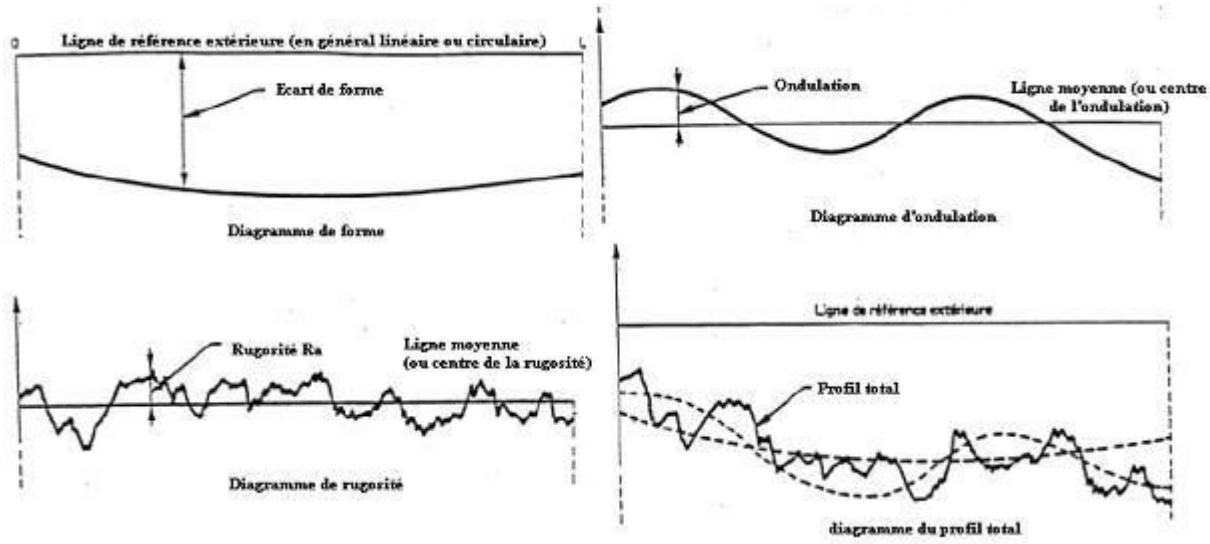


Figure II-3 : caractérisation de l'état de surface

Pour la détermination de la RTC, la valeur de rugosité est très importante. Il existe plusieurs paramètres caractérisant la rugosité :

- La rugosité Rz représente la valeur moyenne entre les cinq plus hauts pics et les cinq creux de rugosité les plus profonds, sur une longueur de référence.
- La rugosité Ra représente l'écart entre la hauteur arithmétique moyenne des pics de rugosité et la ligne moyenne du profil.
- La rugosité Rmax représente la profondeur maximale par rapport à la ligne moyenne du profil.
- La rugosité RMS (ou σ) représente l'écart géométrique moyen de la surface par rapport à la ligne moyenne du profil.
- ψ désigne la pente moyenne des aspérités.

Les quatre grandeurs Rz, Ra, Rmax et RMS peuvent être déduites les unes des autres. Une seule d'entre elles suffit pour caractériser la hauteur des aspérités. La caractérisation complète de la rugosité de surface comprend donc l'une de ces quatre grandeurs, associée à Ψ, pente moyenne des aspérités. D'une manière générale, la conductance thermique de contact (qui est l'inverse de la RTC) augmente lorsque la planéité s'améliore. Elle décroît quand l'ondulation et la rugosité sont plus importantes.

Bardon [14] distingue quatre types de surfaces à l'interface :

Les faces avec des micro-rugosités plates représentées par (1)
Les faces avec des micro-rugosités ondulées représentées par (2)
Les faces avec une surface de contact lisse et plate (3)
Les faces avec une surface de contact lisse et ondulée (4)

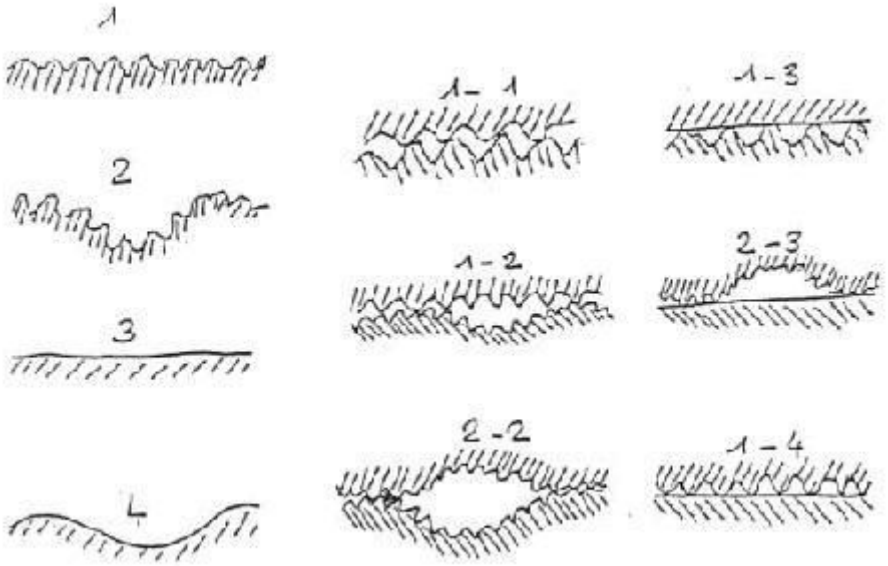


Figure II-4 : Configuration d'interface

Ainsi, il existe un certain nombre de combinaisons entre ces faces comme nous pouvons l'observer sur la Figure II-4. Il en découle logiquement que nous n'aurons pas la même surface réelle selon le type de contact et du même fait une RTC différente.

II.1.1.2 Résistance interstitielle

La nature du milieu interstitiel peut avoir plus ou moins d'importance selon la pression de serrage. **Bardon** [15] a montré que pour des faibles pressions de serrage le flux passe principalement par le milieu interstitiel. Alors que pour les fortes pressions, le flux de chaleur s'évacue principalement par le contact direct.

Dans tous les cas, l'effet radiatif peut être négligé, car l'épaisseur des espaces interstitiels est très petite (de 0 à quelques micromètres). Le principal mode de transfert est la conduction.

La résistance interstitielle dépend :

- Milieu interstitiel (épaisseur, nature, conductivité….)
- Nature du dépôt (structure des grains)
- Lois rhéologiques c'est-à-dire liées à la lubrification et à l'écoulement de matière.
- Pression du gaz si le matériau interstitiel est gazeux

II.1.1.3 Résistance de micro-constriction

C'est la résistance la plus importante de la RTC. Elle traduit la déformation des lignes de flux qui dépendent de la nature des matériaux en contact (Conductivité, Module de Young, coefficient de poisson, anisotropie …)

Au niveau de l'interface, le flux de chaleur ne passe que par les aspérités en contact. Cette déformation des lignes de flux fait apparaître une résistance thermique supplémentaire appelée résistance de constriction. La discontinuité de la température traduit l'imperfection des surfaces.

Pour définir cette résistance, nous considérons un milieu semi-infini, isolé, excepté sur une petite surface où la température est imposée à $T_0 < T_\infty$, Figure II-5. En régime permanent, le flux de chaleur se dirige du milieu semi infini vers cette surface et on montre que [16] :

$$R_{cs} = \frac{T_\infty - T_0}{\varphi} \qquad \text{[II-2]}$$

avec φ le flux thermique.

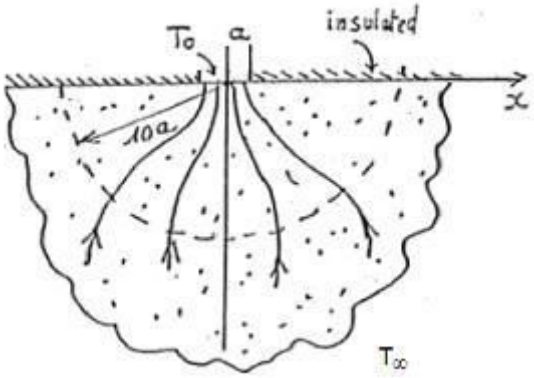


Figure II-5 : Effet de la constriction dans un milieu semi-infini

La résistance de constriction r_{cs} dépend de la géométrie de la surface de contact et de la conductivité thermique moyenne des matériaux.

Mais la RTC dépend de paramètres influant sur ces 3 résistances comme: la dureté des matériaux, la pression de contact apparentes, la taille des aspérités, la surface et distribution de la zone de contact, les propriétés mécaniques des solides (module d'Young E, coefficient de Poisson ν, les coefficients d'expansion, la micro-dureté des surfaces, la température, l'histoire des contraintes dans les matériaux.

Dans la partie qui suit, nous allons examiner l'influence de ces paramètres sur l'évolution de la RTC.

II.1.2 Influence de différents paramètres

La résistance de contact dépend de nombreux paramètres qui influent sur les propriétés mécaniques de l'interface. On peut citer :

- La pression de serrage.

La force de serrage est le paramètre essentiel qui influence la résistance de contact. Il apparaît dans toutes les études expérimentales faites sur ce sujet. Lorsque le fluide interstitiel est simplement de l'air, l'écrasement des aspérités provoque l'augmentation de la pression de serrage, ce qui augmente la surface réelle de contact et la densité des points de contact.

- La température d'interface.[17], [18]

La RTC diminue avec l'augmentation de la température d'interface. En effet, une température élevée implique une dilatation plus importante qui provoque une surface de contact plus grande.

- L'histoire des chargements. [17], [15]

La répétition de cycles de charge / décharge du matériau provoque à chaque cycle une déformation plastique. La surface de contact est ainsi aplanie, de sorte que le contact est peu à peu amélioré.

Il a été montré que la résistance de contact diminuait lors des premiers essais, pour atteindre peu à peu une valeur limite après un nombre suffisant de cycles d'effort.

- L'effet directionnel du flux.

La résistance thermique n'est pas identique si le flux passe d'un matériau A vers B que B vers A. Les principaux facteurs influant sur l'effet directionnel sont la rugosité, la nature des matériaux en contact et la valeur du flux thermique. En effet, en fonction des conductivités thermiques et des dilatations thermiques, les conditions d'interfaces ne sont pas identiques.

Stevenson, Peterson et Fletcher [19] ont présenté une synthèse des études sur ce sujet.

Clausing [20] a présenté des résultats sur des contacts aluminium - acier inoxydable et magnésium - acier inoxydable. L'auteur montre que le plus grand "effet thermique de rectification" apparaît lorsque le flux de chaleur va de l'acier inoxydable vers l'aluminium.

Peu après ces investigations**, Lewis et Perkins** [21] ont réalisé des expériences similaires avec des contacts aluminium - acier inoxydable et ont noté que cet effet dépend des caractéristiques physiques de l'interface. Les résultats montrent que, pour des contacts où la résistance microscopique est dominante, le meilleur effet directionnel est dans la direction aluminium vers acier inoxydable. Par contre, pour des contacts de forme sphérique où la résistance macroscopique est dominante, la meilleure direction est inversée. Par ailleurs, **Jones et Al.** [22] ont conduit des expériences dans lesquelles l'effet directionnel aux faibles pressions de serrage était meilleur de l'acier inoxydable vers l'aluminium mais ces résultats s'inversent pour les fortes pressions. Les expériences de **Somers et Fletcher** [23] ont consisté à étudier cinq matériaux différents avec des pressions de contact variant entre 230 et 5620 kPa, des températures d'interface d'environ 302 K à 484 K et des densités de flux d'environ 74 à 15 MW/m². Ils ont conclu que l'effet directionnel est dû en partie à la variation de courbure de la surface et aux aspérités microscopiques. **Veziroglu et Chandra** [24] ont proposé une théorie générale qui cherche à expliquer ces résultats contradictoires. Ils attribuent l'effet directionnel à des différences de dilatations. Lorsque les rapports α_1/λ_1 et α_2/λ_2 entre les coefficients de dilatation et la conductivité thermique des milieux 1 et 2 diffèrent, les courbures des ondulations des surfaces et leur planéité globale sont modifiées selon le niveau thermique, c'est-à-dire selon le sens du flux de chaleur.

En conclusion, pour tous les matériaux testés, la rectification thermique est fonction des propriétés du matériau et des caractéristiques de la surface. Pour des matériaux en contact de même nature, certaines rectifications thermiques apparaissent pour un flux de chaleur allant des surfaces rugueuses aux surfaces lisses.

- Le vieillissement de l'interface.

Selon le milieu environnement, des changements de l'état du matériau peuvent avoir des conséquences sur la résistance de contact: l'oxydation des surfaces, le fluage des matériaux en contact ou bien le changement de propriété du milieu interstitiel.

- Anisotropie des matériaux

L'influence de l'anisotropie [16] dépend de l'orientation des lignes privilégiées de flux par rapport à la surface de contact. Le cas le plus favorable est celui de la perpendicularité des lignes de flux par rapport à la surface.

- Propriétés thermiques

Les propriétés thermiques des matériaux en contact influent fortement sur la résistance de contact. **Somers et al** [25] et **Madhusadana** [26] ont montré qu'une forte conductivité thermique favorise une bonne conductance d'interface. Une forte dilatation thermique augmente également la conductance d'interface par l'augmentation de la pression d'interface.

- Propriété mécanique

Les propriétés mécaniques jouent également un rôle important dans l'établissement des résistances thermique de contact.

La dureté est une caractéristique qui définit la capacité du matériau à se déformer sous une charge donnée. Des mesures de micro-dureté [27], [28], [29] permettent de quantifier cette caractéristique.

Les essais de traction permettent d'obtenir la courbe contrainte-déformation qui fournit des données mécaniques importantes pour la déformation. Cette courbe peut être divisée en deux zones [30], [31], [32], [33]:

(i) La première zone linéaire qui correspond aux déformations élastiques. Quand la charge est retirée, nous retrouvons l'état initial. Elle est caractérisée par le module de Young E qui est la pente de la droite.

(ii) La seconde zone correspond à la déformation plastique ou déformation permanente. Elle débute à la limite élastique et continue jusqu'à la rupture.

II.1.3 Moyens d'amélioration de la conductance

Comme nous l'avons souligné précédemment, l'interface thermique joue un rôle important dans le transfert de chaleur. Dans certaines applications, une mauvaise interface thermique est nécessaire (barrières thermiques). Mais généralement tout est mis en œuvre pour réduire l'imperfection des surfaces en augmentant la surface réelle de contact, notamment par l'insertion d'un troisième corps. Il existe plusieurs techniques d'amélioration de la conductance d'interface. Tous ces procédés fonctionnent sur le même principe qui consiste à combler le milieu interstitiel. Cela est possible en introduisant un matériau avec des propriétés spécifiques à la surface des deux matériaux en contact qui va épouser la forme des aspérités et de ce fait augmenter la surface de contact. Nous pouvons les classer par catégories:

Graisses et huiles: cette méthode augmente la surface réelle en remplissant les interstices [34], [35], [36], [37].

Feuilles ou dépôt: ces techniques sont les plus fréquentes [34], [37]. Elles consistent à augmenter le nombre de microcontacts.

colles,

Traitements de surface.

Dans les TOPs, une couche de cuivre est déposée électrolytiquement sur l'hélice. Nous donnons des explications sur ce point car il concerne directement notre étude.

Les échanges thermiques entre des surfaces en contact peuvent être augmentés par des traitements de surface. Ils consistent à déposer à la surface de ces plaques une fine couche métallique. Ce dépôt peut se faire :

- par dépôt électrolytique d'un métal [30]; [38].
- par CVD (chemical vapor deposition) [37], [39], [40].

Le dépôt électrolytique d'une fine couche métallique permet une meilleure réduction de la résistance thermique d'interface que le CVD [41]. Pour une application aux composants électroniques, ce procédé possède de nombreux avantages :

- Une fois appliqué, le revêtement ne se contracte et ne se plie pas,
- Les méthodes de dépôt sont bien connues et permettent d'appliquer de très fines couches.

Belghali et Danes [7] ont montré l'efficacité de ce procédé en étudiant expérimentalement des plaques d'aluminium. Trois différents types de revêtements ont été testés (le plomb, l'étain, l'indium) avec quatre épaisseurs différentes.

Les résultats montrent l'existence d'une épaisseur optimale de revêtement. Elle dépend des propriétés du revêtement [34]. Les facteurs d'amélioration de la conductance sont également dépendants du type de revêtement. Ceci s'explique par le phénomène suivant :

Quand l'épaisseur du revêtement augmente à pression constante, la surface de contact est de plus en plus importante. La résistance de contact devient négligeable face à la résistance du matériau interstitiel qui devient plus épais. L'épaisseur optimale est obtenue quand la combinaison de ces deux facteurs résulte en une résistance thermique globale minimum comme indiqué sur la Figure II-6.

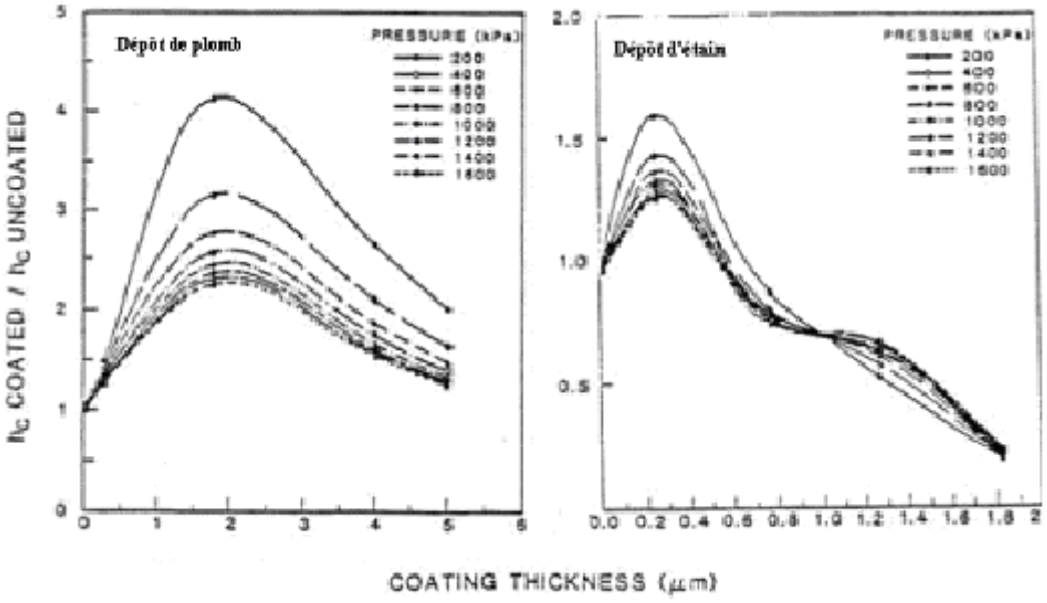


Figure II-6 : Amélioration de la RTC pour des surfaces avec dépôt

On peut noter que pour une épaisseur de dépôt constante, la conductance augmente lorsque la pression de serrage augmente. Les courbes présentent un maximum. Nous pouvons donc en conclure que pour ces types de revêtements, la surface de contact a tendance à augmenter rapidement sous faible charge grâce à la souplesse du revêtement utilisé.

Lorsque cette pression devient plus importante, les aspérités de l'aluminium pénètrent dans le revêtement et sont alors en contact directes avec les aspérités de l'autre surface d'aluminium. Il existe donc une pression optimale lorsqu'on utilise des revêtements.

II.1.4 Détermination expérimentale de la RTC

Durant les 40 dernières années, un grand nombre de données expérimentales ont été fournies sur différents matériaux comme le cuivre, l'acier, l'aluminium… Mais les RTC dues au frettage n'ont pas été explorées. C'est pour cela qu'il est intéressant de mettre en place une méthode expérimentale de détermination de la RTC dans ces conditions.

Généralement, la détermination expérimentale de la RTC consiste à mettre en contact deux cylindres de mêmes diamètres, pressés axialement l'un contre l'autre. Une source de chaleur est introduite d'un côté et un puits de l'autre afin de créer le transfert thermique. La RTC est mesurée à chaque chargement, Figure II-7. Cette méthode a été employée par plusieurs chercheurs comme **Burde** [42] et **Clausing and Chao** [43] qui ont regardé l'influence de différents paramètres, que nous avons énoncé dans la partie précédente.

Dans cette thèse, nous reprendrons le même principe de mesure, nécessitant une source de chaleur et un puit thermique. Les échantillons seront serrés à l'aide d'une presse.

Nous trouvons des mesures effectuées sous-vide ou à l'air. **Bardon** [9] a montré qu'à forte pression le flux passe principalement par les points de contact, ce qui rend négligeable l'influence du milieu interstitiel.

Les échantillons sont instrumentés par des thermocouples, l'emplacement est défini selon la technique d'identification choisie.

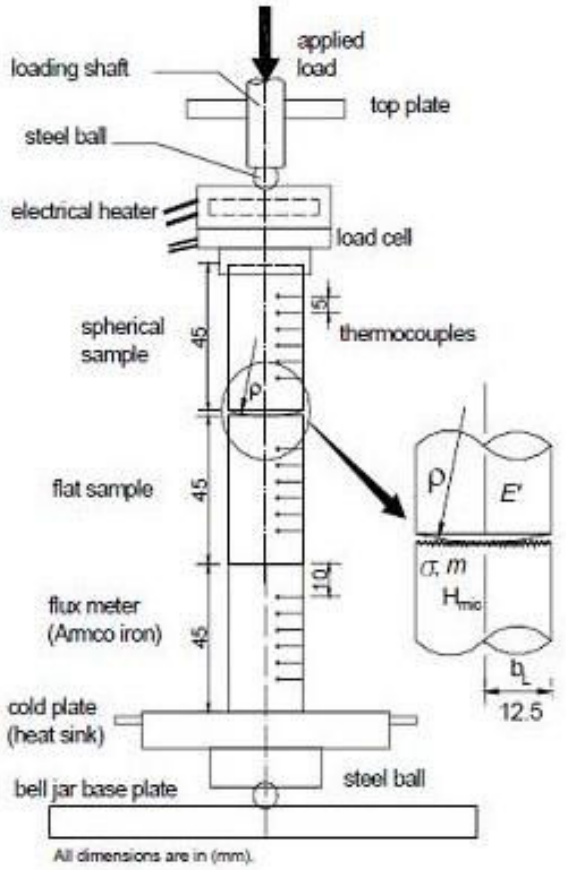


Figure II-7 : Dispositif expérimental type

Une fois les températures mesurées, l'identification de la RTC peut être effectuée de diverses façons selon l'emplacement des thermocouples choisis. Nous pouvons en citer trois.

La plus ancienne consiste à instrumenter directement les surfaces à mesurer. Une mesure de température des surfaces en contact est effectuée mais sans s'intéresser aux flux surfaciques. Des problèmes d'instrumentation ont souvent été constatés, causés par les conditions de températures et de pressions rencontrées. En effet les fils de thermocouples sont positionnés perpendiculairement au gradient de température.

Une amélioration à cette technique était d'instrumenter les échantillons à tester avec plusieurs thermocouples afin d'avoir un profil de température. La température surfacique est retrouvée en extrapolant les autres températures. Le flux est déterminé à l'aide des thermocouples dans les échantillons. Cette méthode nécessite la connaissance parfaite de flux surfacique et d'attendre le régime permanent. Tout le régime transitoire n'est pas exploité.

Certains problèmes nécessitent une identification transitoire (Forgeage, expérience sans puits de chaleurs…) ce qui a poussé certains auteurs à proposer d'autres modèles.

Boer et Schröder [44] ont proposé une nouvelle technique d'identification qui consiste à comparer les valeurs mesurées expérimentalement avec les valeurs calculées numériquement. Un modèle numérique transitoire est réalisé en monodimensionnel ou bidimensionnel afin de faire concorder les résultats avec une valeur de RTC fixée. Si les propriétés de l'interface ne se modifient pas (pression de contact, surface de contact) une RTC peut être fixée mais dans un cas contraire la résistance variera au cours du temps. Cette méthode n'est pas faible, mais elle permet d'obtenir une valeur approchée.

Plus récemment, une méthode plus robuste et plus fiable a été mise au point. Elle consiste, à partir des mesures effectuées dans les échantillons, de remonter aux températures et flux en surface par des méthodes inverses. On déduit ensuite la RTC. On peut aussi identifier directement la RTC à partir des même mesures via la minimisation d'un critère. L'avantage considérable de ces méthodes est de pouvoir procéder à l'identification de la RTC à chaque pas de temps sans avoir à attendre l'état stationnaire. Nous pouvons ainsi avoir une multitude de valeur de RTC et d'observer son évolution. **Beck** [45] fut le premier à envisager cette technique avec la méthode de spécification. **Raynaud et Bransier** [46] ont proposé la méthode de retour vers la surface qui semble rapide et aussi précise [47]. Le détail de ces méthodes est donné par **Raynaud** [48].

II.1.5 Modèle théorique de la RTC

La mise en place d'un modèle d'identification de la RTC nécessite de nombreux efforts. La difficulté est d'obtenir un modèle approché compte tenu de la multitude d'aspect de contact (type d'usinage) et des difficultés de représentation des phénomènes. Certains auteurs se sont intéressés à des contacts statiques, d'autres à des contacts glissants (problème de frottement).

Nous avons vu que la RTC se décompose de trois résistances Ras, Rcs et Rin. La détermination de chacune des trois permettra la prédiction de la RTC. Dans les études effectuées, la résistance du milieu interstitiel est souvent négligée. Les auteurs se sont intéressés au problème en étudiant une seule aspérité. Le comportement thermique et mécanique de cette aspérité peut être étudié individuellement. Des auteurs ont proposé des modèles reliant la RTC à la pression.

La modélisation théorique de la RTC passe par une étude mécanique et thermique de la géométrie de l'interface. Les déformations subies à l'interface dépendent du niveau de charge. Elle peuvent être purement élastique (modèle de **Hertz** [49], **Greenwood et**

Williamson [11]), élasto-plastique (**Ishigaki et Kawaguchi** [50], **Sridhar et Yovanovitch** [31]) ou purement plastique (**Ishigaki et Kawaguchi** [50], plus récemment **Da Silva Botelho** [51]).

II.1.5.1 Aspect mécanique

La modélisation d'un contact peut se diviser en deux parties. La modélisation microscopie au niveau de l'aspérité et macroscopique au niveau du bloc de matière comme nous pouvons le voir sur la Figure II-8. **Bahrami** a étudié ce paramètre durant ses travaux. [52]

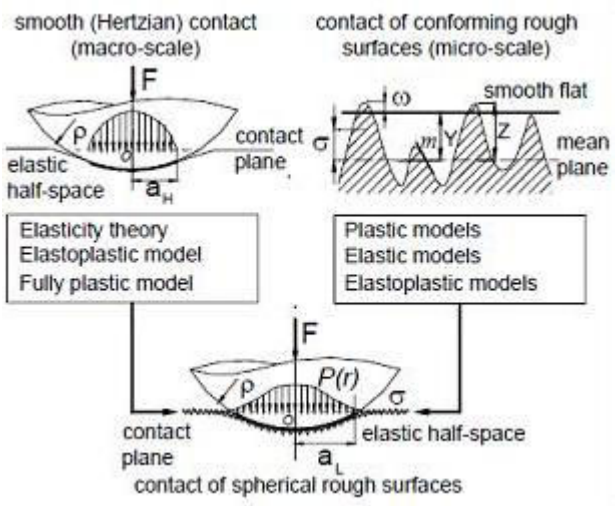


Figure II-8 : Division du problème mécanique d'un contact sphérique

II.1.5.1.1 Contact macroscopique

Lorsque deux surfaces sphériques rugueuses sont pressées l'une contre l'autre, des déformations sont subies à l'interface selon le niveau de charge. La complexité de la description des surfaces rugueuses a amené les auteurs à considérer la théorie des surfaces sommes. Celle-ci consiste à placer les rugosités des deux surfaces sur une seule en considérant l'autre surface parfaitement lisse et rigide. Ce furent **Greenwood et Tripp** [53] qui ont étudié en premier cette approche.

Nous avons trois niveaux de déformation : élastique, élasto-plastique et plastique. Le modèle de Hertz donne une relation entre la surface de contact et la force exercée pour différentes géométries. Il considère que les surfaces sont sans frottement et pour des petites déformations (dans la limite élastique), la distribution de pression est la suivante :

$$P(r) = P_0 \sqrt{1 - \left(\frac{r}{a_H}\right)^2} \qquad \textbf{[II-3]}$$

Les expressions établies sont :

$$a_H = \left(\frac{3F\rho}{4E'}\right)^{1/3} \quad ; \qquad \omega_0 = \frac{a_H^2}{\rho} = \left(\frac{9F^2}{16\rho E'^2}\right)^{1/3} \quad ; \qquad P_0 = \frac{3F}{2\pi a_H^2} = \left(\frac{6FE'^2}{\pi^3 \rho^2}\right)^{1/3} \qquad \textbf{[II-4]}$$

Lorsqu'une charge (sphère indéformable) est exercée sur une surface, celle-ci se déforme de façon réversible pour des faibles intensités. Plus la charge augmente plus la zone de contact augmente. Il y a co-existence d'une zone plastique au centre et élastique à l'extrémité; c'est le contact élasto-plastique (Figure II-9). Les modèles élasto-plastiques considèrent en général une zone élastique et plastique en fonction de la charge qui n'est pas uniforme. Le contact entre une surface plane et une surface ellipsoïdale [50] ou sphérique [54] considère ces critères.

Lorsque la zone plastique est beaucoup plus large que la zone élastique, cette dernière peut être négligée. Pour les fortes charges, un écoulement peut se produire, il y a alors de la matière qui remonte autour de la sphère. **Hardy et a**l. [55] ont utilisé un modèle numérique pour étudier l'écoulement plastique et déduire la distribution de pression. Ils ont montré qu'un pic de pression peut se produire vers le bord de la surface de contact.

Selon **Johnson** [56], la charge à laquelle le contact commence à avoir un comportement plastique correspond à la limite élastique du matériau le plus mou. D'autres auteurs ont défini un critère de plasticité [Greenwood et Williamson] qui permet, en fonction des propriétés des matériaux mis en jeu, de définir le début de la plasticité.

$$\psi_{GW} = \frac{1}{\sqrt{\varpi_p}} = \frac{E'}{H}\sqrt{\frac{\hat{\sigma}}{R_c}} \qquad \textbf{[II-5]}$$

Cet indice combine les propriétés matériau (E' et H) et de la géométrie rugueuse (R_c et $\hat{\sigma}$). Il définit le comportement du contact :

$\psi_{GW} \leq 0.6$: le contact est purement élastique,

$\psi_{GW} \geq 1$: le contact est plastique même aux faibles charges.

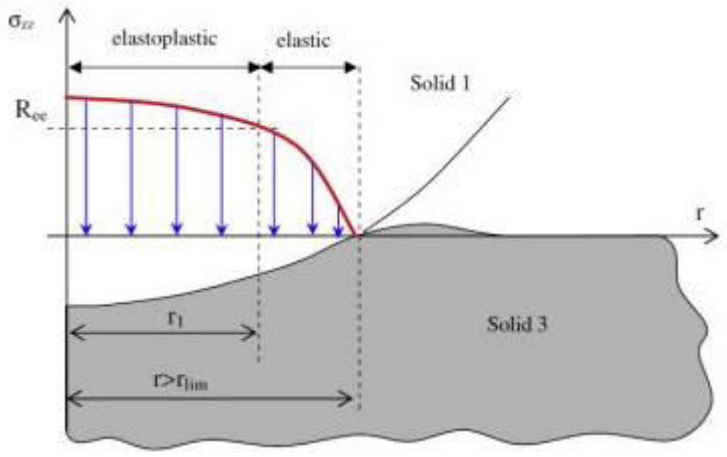


Figure II-9 : contact élasto-plastique

En fonction de l'intensité de la charge, la zone est plus ou moins plastique, il est considéré que lorsque les déformations sont supérieures à 1% pour les métaux les déformations sont purement plastiques.

II.1.5.1.2 Contact microscopique

Quand des surfaces réelles sont pressées entre elles, elles produisent de nombreux points de contact, qui se déforment dans le domaine élastique, élasto-plastique ou purement plastiquement.

L'étude des surfaces de contact est complexe. En effet la surface réelle ne représente que quelques pourcentages de la surface apparente. Le contact ne se produit que par quelques aspérités. Il ne se fait pas forcément sur le sommet de celles-ci (Figure II-10). Sachant que la RTC est directement liée à la pression de contact et donc à la surface de contact, une étude du comportement des aspérités est indispensable afin d'envisager une prédiction de la RTC.

Dans ce travail de thèse, nous ne cherchons pas à mettre en place un modèle de détermination de la RTC à partir de l'analyse de la micro géométrie, mais nous nous intéressons néanmoins à cet aspect du problème dans le but de valider la plage d'utilisation des modèles établis.

L'étude des surfaces de contact passe par l'étude des surfaces rugueuses. Il faut tenir compte de la position des aspérités d'une surface par rapport à l'autre, de leur forme. Grâce à la notion de surface somme, cela revient à étudier une surface rigide plate contre une surface rugueuse (Figure II-10). Les surfaces peuvent être de formes sphériques (Figure II-11).

Le contact microscopique correspond à des aspérités qui peuvent dans un contact subir des déformations élastiques, élasto-plastiques ou totalement plastiques, suivant les conditions géométrique et mécanique. De nombreux modèles analytiques ou numériques ont été établis pour étudier leur comportement selon chaque type de déformation. Ces études sont possibles après que la description de la géométrie en contact ait été établie.

Les modèles reposent sur une description des surfaces rugueuses afin de trouver la surface réelle de contact en fonction de la charge. **Whitehouse and Archard** [57], **Nayad** [58], [59], [60] décrivent différemment les surfaces rugueuses.

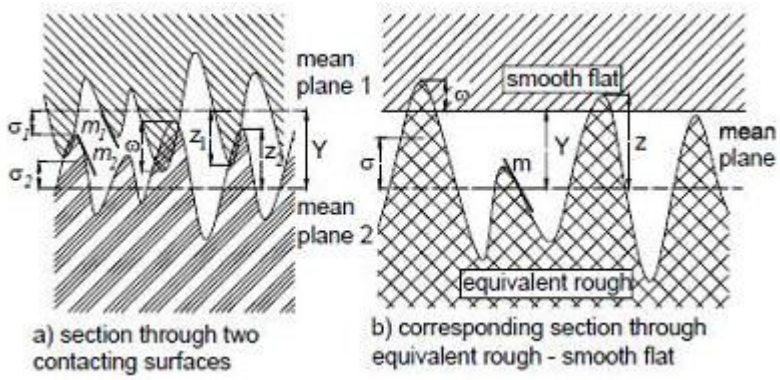


Figure II-10 : Surface somme

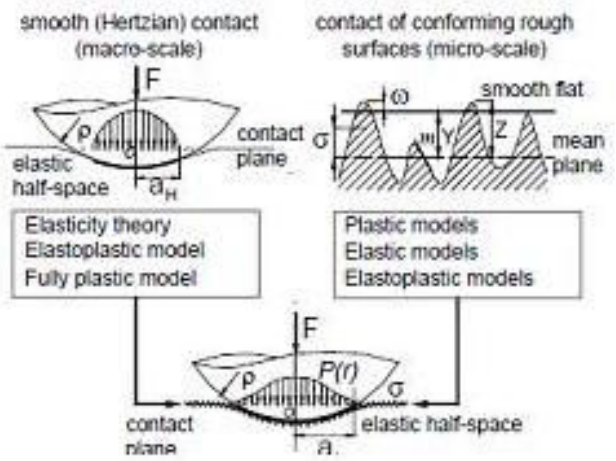


Figure II-11 : contact d'une surface rugueuse sphérique

Contact élastique

Le comportement le plus simple est l'élasticité linéaire. Différents modèles ont été développés afin d'étudier ce comportement. **Greenwood et Williamson (GW)** [11] ont proposé un modèle supposant que chacune des aspérités est représentée par une petite indentation sphérique indépendante. Ils ont adopté un comportement purement élastique, décrit par la relation de Hertz. Dans les premiers instants de la mise sous charge, très peu d'aspérités sont en contact, générant localement des contraintes largement supérieures à la limite d'élasticité du matériau. Il se produit alors un écoulement plastique. L'aire de contact augmentant plus vite que la charge, le contact devient rapidement à dominante élastique.
Les auteurs ont déterminé le nombre de contacts qui se produisent (surface de contact réelle) en fonction de la charge pour un contact entre une surface rugueuse et une autre lisse. La limite de validité de leur modèle est donnée par l'indice de plasticité.

Whitehouse et Archard [57] puis **Onions et Archard** [61] ont introduit la notion de variabilité du rayon de courbure de l'aspérité en considérant que les hauteurs des sommets sont indépendantes de leur courbure. Ce modèle est corrélé au modèle de **GW** et montre qu'il y a proportionnalité entre l'aire réelle de contact et la charge appliquée.

Bush et al [62] ont développé un modèle utilisant des sommets d'aspérité de forme parabolique et de même courbure principale. Les surfaces sont isotropes et aléatoires selon une loi gaussienne.

McCool [63] a comparé le modèle de GW à d'autres modèles plus généraux; isotopes et anisotropes. Il a conclu que le modèle simplifié de GW donne de bons résultats.

Ces modèles en élasticité linéaire donnent de bons résultats tant que les deux surfaces sont relativement éloignées. Plus l'effort augmente plus la plasticité prend un rôle de plus en plus important.

Contact plastique

Chang et al. [64], utilisant les hypothèses de GW, ont présenté un modèle basé sur la conservation de volume de l'aspérité durant la déformation plastique.

Hisakado [65] étudie des surfaces isotropes gaussiennes et modélise les sommets des aspérités par des calottes sphériques. Il prend en compte la plasticité quand il y a lieu en utilisant le critère de plasticité défini par GW.

Il est montré que l'augmentation de la surface de contact est principalement due à une augmentation du nombre de points de contact car le rayon moyen des points de contact reste constant. Ceci justifie l'utilisation d'un modèle d'aspérité individuelle.

Les auteurs arrivent très souvent à la conclusion que l'aire réelle de contact est proportionnelle à la charge appliquée. Cependant, **Pullen et Williamson** [66], se basant sur des relevés expérimentaux, remarquent que sous fortes charges les surfaces résistent de plus en plus à l'écrasement, ce qui devrait conduire à une relation non-linéaire entre l'aire réelle de contact et la charge appliquée. D'après leurs expériences, les aspérités en contact s'écrasent sous l'effet de la charge et la portion qui n'est pas en contact remonte sous l'effet de l'écoulement incompressible. Ils proposent un modèle qui prend en compte ce phénomène en disant que la remontée plastique est uniforme. Il en découle que, pour des charges assez importantes, il faut prendre en compte l'effet de l'incompressibilité de l'écoulement plastique.

Francis [67] propose un modèle élasto-plastique destiné à écraser les surfaces sous de fortes charges. L'écrasement comprend une partie élastique (contact hertzien), et une partie plastique, dont les lois sont déterminées empiriquement. L'évolution principale est la prise en compte de la fusion des aspérités entre elles. L'auteur fixe une valeur à partir de laquelle chaque pic peut être fusionné, en moyenne, avec un autre pic. Cette méthode est la plus complète mais nécessite des efforts plus importants pour permettre une bonne prédiction.

Suite à ces travaux, les auteurs se sont intéressés à prendre en compte l'écoulement plastique. **Chang, Etsion et Bogy** [54] donne ainsi naissance au modèle qui prendra le nom de **CEB**. Jusqu'à présent les modèles étaient soit définis pour des faibles charges (élastique) ou de fortes charges (plastique), très peu considéraient l'incompressibilité de l'écoulement plastique. Les auteurs proposent un modèle qui permet d'étudier les problèmes aux faible et forte charge. La partie élastique de leur modèle est la même que celle de GW. En revanche, ils considèrent que l'écoulement commence lorsque la pression moyenne atteint la valeur KH (K, constante et H dureté du matériau le plus mou). Ils supposent que l'écoulement reste localisé autour de l'aspérité déformée. La conservation du volume est prise en compte. L'aire réelle de contact et l'effort macroscopique sont alors la somme de deux termes : l'un issu de la contribution élastique et l'autre de la contribution plastique. Une similitude entre les modèles de GW, PW et CEB a été remarquée.

Bowden et Tabor [68] et **Holm** [69] suggèrent que la pression de contact soit égale à la pression d'écoulement du matériau le plus mou et la charge normale implique un écoulement plastique dans ses aspérités. Le matériau se déforme jusqu'à ce que le produit de la dureté par la surface réelle de contact soit égal au produit de la pression moyenne par la surface apparente de contact :

$$H = \frac{P_{moyenne} \cdot S_{apparente}}{S_{réelle}} \qquad \textbf{[II-6]}$$

D'après la relation (II.5), nous pouvons voir que la dureté influe directement sur la surface réelle de contact. Plus la dureté sera faible, plus la zone de contact sera grande. Et de ce fait, la RTC sera faible.

II.1.5.2 Aspect thermique

L'étude thermique consiste à déterminer chacune des 3 résistances qui composent la RTC. La complexité du problème rend indispensable l'utilisation d'hypothèses simplificatrices. Pour ce faire, il est souvent considéré une seule aspérité comme pour les modèles mécaniques :

- Le contact est isotrope, les conductivités thermiques et les paramètres physiques sont indépendants de la température (cas linéaire).
- Les surfaces sont propres et les contacts sont statiques. Des auteurs se sont intéressés à des contacts glissants.
- Le rayonnement est négligeable.
- Régime stationnaire.
- Le transfert thermique dans les interstices est négligeable (cas sous vide).

Ceci amène à déterminer deux résistances, l'une macroscopique et l'autre microscopique [42], [43], [70], [71], [72], [73].

$$R_c = R_{aspérité} + R_{constriction} \qquad \textbf{[II-7]}$$

La partie précédente a montré toute la difficulté de décrire le comportement mécanique d'une surface rugueuse. Cette complexité est transposable au problème thermique aux échelles macroscopique et microscopique. Les microcontacts ont une distribution aléatoire, et des dimensions et formes différentes. Etant donnée la complexité des surfaces réelles, l'étude thermique passe par une schématisation des interfaces. Comme pour le cas mécanique, les auteurs ne se sont intéressés, dans un premier temps, qu'à une seule aspérité. Ceci revient à étudier le comportement thermique d'un seul tube de flux.

La littérature présente de nombreuses études analytiques et numériques permettant de trouver les différentes composantes de la RTC. La résistance du milieu interstitiel est souvent négligée, ce qui revient à une étude sous vide. La configuration la plus utilisée est celle du cylindre car elle donne une expression de la résistance de constriction identique pour les deux tubes (Figure II-12). Mais **Wong** [74] a remarqué qu'il était plus réaliste de modéliser une géométrie d'interface au moyen d'aspérités coniques plutôt que des aspérités cylindriques (Figure II-13). Cette modélisation nécessite une détermination de deux résistances, ce qui revient dans le cas mécanique à étudier une surface rugueuse avec une surface lisse.

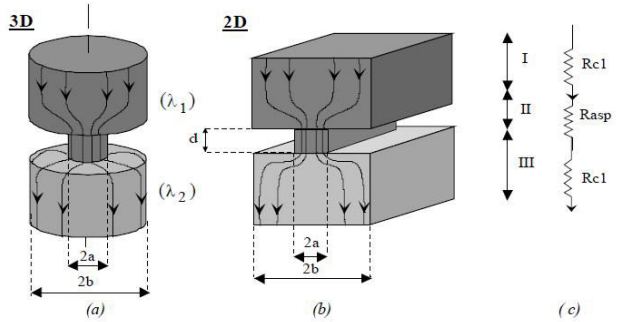


Figure II-12 : modélisation avec des aspérités à sections constantes carrées ou cylindriques

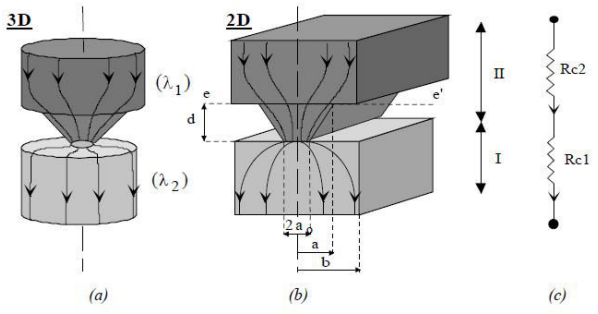


Figure II-13 : Modélisation à aspérités coniques

II.1.5.2.1 Résistance de constriction

Nous avons déjà énoncé ce phénomène lors de la définition de la résistance de constriction. La plupart des travaux utilisent le plan axisymétrique pour simplifier la géométrie de l'étude. **Carslaw et Jaeger** [75] se sont intéressés au cas du milieu semi-infini en utilisant la méthode de séparation de variables. Comme condition aux limites imposée sur la zone réelle de contact, ils ont distingué deux cas différents: soit une condition de flux imposé, soit une condition de température imposée (Figure II-14).

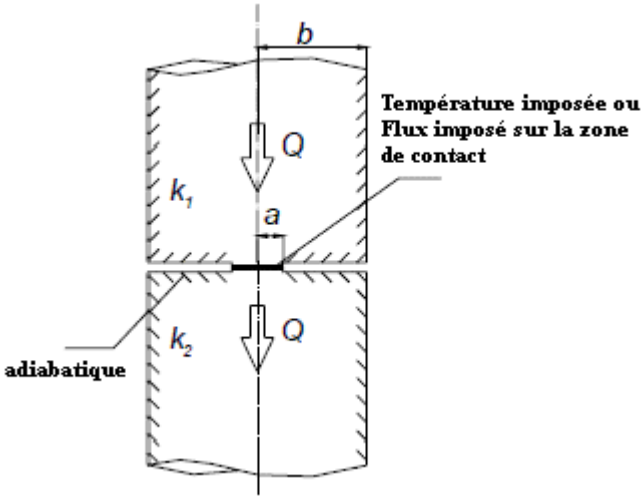


Figure II-14 : Tube de flux en série

Pour un disque de rayon a, les résistances de constriction (K/W) sont :

Flux imposé : $$R_{c1,\,flux} = \frac{8}{3\pi^2} \cdot \frac{1}{\lambda a} \qquad \textbf{[II-8]}$$

Température imposée : $$R_{c1,température} = \frac{1}{4\lambda a} \qquad \textbf{[II-9]}$$

L'étude peut s'effectuer sur différentes géométries de contact (Figure II-15). **Negus et al** [76] montrent que la résistance de constriction est identique tant que la surface réelle de contact par unité d'aire apparente reste à peu près constante. La principale différence provient des conditions imposées à l'interface. La différence entre les deux conditions de flux ou température imposée est de 8%: $R_{c1,\,flux} = 1.08 R_{c1,température}$

Pour ces modèles, le nombre de points de contact reste constant quel que soit le taux de portance, défini comme le rapport entre les surfaces réelles et apparentes de contact. La variation de ce taux est entièrement due à la variation de la taille de la tache de contact. Il s'avère que ces modèles mènent à des prévisions médiocres des résistances de contact et que les mesures de la géométrie d'interface infirment la disposition régulière des pics aux sommets desquels se forment les taches de contact.

Ainsi, dans le modèle thermique le plus simple, la résistance thermique de contact dépend à la fois de la densité surfacique N des points de contact et de la taille moyenne de ces points. Ces deux caractéristiques étant mesurables, on a :

$$R_{c1,température} = \frac{1}{\lambda s N} \qquad \textbf{[II-10]}$$

Où λ est la moyenne harmonique des conductivités des deux solides.

Le transfert de chaleur s'effectue par une multitude de micro-contact [43] donc nous pouvons représenter cela par plusieurs tube de flux en parallèle. L'expression pour une température imposée devient :

$$R_{c1,température} = \frac{1}{4\lambda aN} \cdot g(S^*) \qquad \textbf{[II-11]}$$

Où N est le nombre de contacts par unité de surface apparente et g(S*) est le facteur de correction prenant en compte la limite de chaque tube de flux. C'est donc la valeur de la surface réelle de contact par unité de surface apparente, S*.

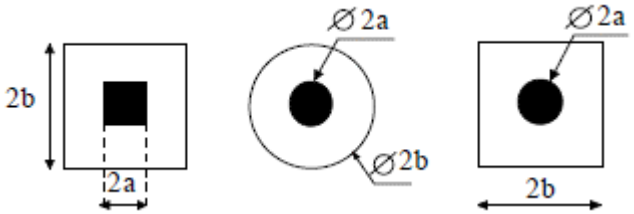


Figure II-15 : configuration des microcontacts

Roess [77], **Mikic and Rohsenow** [78] puis plus tard **Cooper et al** [70] proposent des corrélations pour calculer le facteur de correction g(S*).

Bahrami [52] donne une synthèse de ces corrélations. Elles sont regroupées dans le Tableau 2 (où ε est le rapport a/b) :

Référence	Corrélation
Roess	$1\text{-}1.4093\varepsilon + 0.2959\varepsilon^3 + 0.0525\varepsilon^5 + 0.021041\varepsilon^7 + 0.0111\varepsilon^9 + 0.0063\varepsilon^{11}$
Mikic-Rohsenow	$1 - 4\varepsilon / \pi$
Copper et al.	$(1 - \varepsilon)^{1.5}$
Gibson	$1\text{-}1.4092\varepsilon + 0.3381\varepsilon^3 + 0.0679\varepsilon^5$
Negus-Yovanovich	$1\text{-}1.4098\varepsilon + 0.3441\varepsilon^3 + 0.0431\varepsilon^5 + 0.0227\varepsilon^7$

Tableau 2: Corrélations

Laraqi [79]; [80] propose un modèle analytique 2D de calcul de la résistance de constriction en fonction de la vitesse de déplacement. Pour une vitesse nulle l'expression est :

$$R_{c1} = \frac{2b}{\lambda} \frac{1}{\pi^3 S^{*2}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{\sin^2(p\pi S^*)}{p^3} \qquad \textbf{[II-12]}$$

Avec ce modèle, la résistance thermique de contact peut être calculée en associant en parallèle, la résistance du fluide interstitiel (Ri) et la somme des résistances de constriction dans les deux solides (La résistance thermique de l'aspérité étant négligeable devant la constriction).

L'auteur [81], [82], [83] a également étudié un contact revêtu. Le contact est schématisé par de nombreuses aspérités, de surface bande ou carrée, supposées identiques et réparties de façon uniforme (Figure II-16).

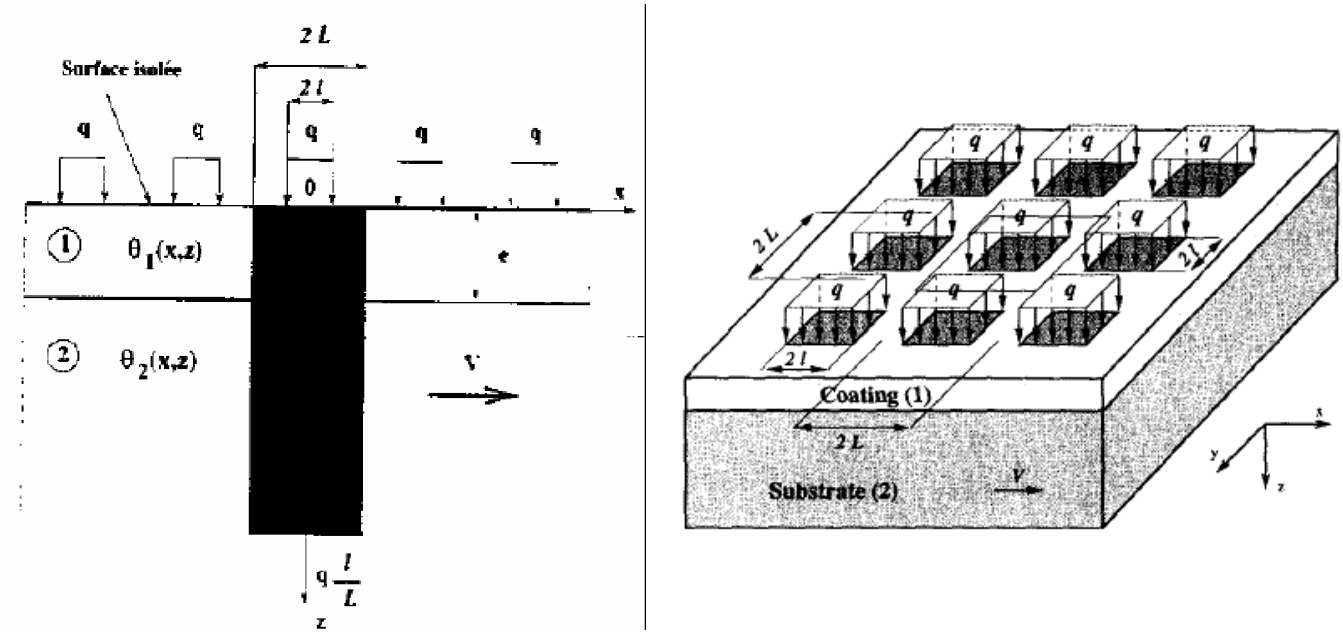


Figure II-16 : Modèle, surface bandes

L'expression de la résistance de constriction, dans le cas d'un contact statique est donnée par :

En 2D :
$$R^*_{cs} = \frac{1}{\varepsilon^2 \pi^3 k^*} \sum_{p=1}^{\infty} \left[\frac{\sin^2(p\pi\varepsilon)}{p^3} \times \frac{\tanh(p\pi e^*) + k^*}{1 + k^* \tanh(p\pi e^*)} \right] \qquad \textbf{[II-13]}$$

$$R^*_{cs} = \frac{2}{\varepsilon\pi^3 k^*} \sum_{p=1}^{\infty} \left[\frac{\sin^2(p\pi\varepsilon)}{p^3} \times \frac{k^* + \tanh(p\pi e^*)}{1 + k^* \tanh(p\pi e^*)} \right]$$

En 3D :
$$+ \frac{2}{\varepsilon^3 \pi^5 k^*} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{\sin^2(p\pi\varepsilon)\sin^2(m\pi\varepsilon)}{p^3 m^2 \sqrt{1 + \left(\frac{m}{p}\right)^2}} \times \frac{k^* + \tanh\left(p\pi \sqrt{1 + \left(\frac{m}{p}\right)^2}\, e^* \right)}{1 + k^* \tanh\left(p\pi \sqrt{1 + \left(\frac{m}{p}\right)^2}\, e^* \right)} \right] \qquad \textbf{[II-14]}$$

Avec $\varepsilon = \frac{x}{L}$; $e^* = \frac{e}{L}$; $k^* = \frac{k_1}{k_2}$

II.1.5.2.2 Résistance d'aspérité

Bardon et al. [15] ont été parmi les premiers à définir le poids de la résistance d'aspérité sur la RTC. Pour un contact tridimensionnel, ils obtiennent :

$$Rasp = \frac{d}{N\lambda_1} \left(\frac{1}{\pi a^2} - \frac{1}{\pi b^2} \right) \qquad \textbf{[II-15]}$$

Chantrenne et Raynaud [84], ont proposé une expression pour un contact bidimensionnelle :

$$Rasp = \frac{d}{\lambda_1}\left(\frac{b}{a} - 1\right) \qquad \textbf{[II-16]}$$

Bardon [9] montre que la contribution d'une l'aspérité à section constante est faible de l'ordre de 10 à 15%. Ceci ne doit être le cas pour une aspérité à section variable. En effet, **Wong** [74] détermine une expression différente de Rc2 pour cette configuration.

Contrairement aux études citées précédemment, **Clausing et Chao** [43] ont été les premiers à s'intéresser à des contacts non-plats. Ils définissent une expression de la résistance de l'aspérité en fonction de la pression et de la dureté:

$$R_{asp} = \frac{\psi(\varepsilon_s)}{2\lambda_e a_s n_s} \qquad \textbf{[II-17]}$$

La portion de contact du modèle de **Clausing et Chao** est basée sur la déformation plastique de l'aspérité avec la mesure de micro-dureté. Les effets des déformations élastiques sont pris en compte par un coefficient de correction défini par **Holm** [69]. La surface réelle de contact est donnée par:

$$A_r = \frac{F}{\xi_{dureté} H_{mesurée}} = n_s \pi a_s^2 \qquad \textbf{[II-18]}$$

Ceci conduit, d'après l'étude de **Clausing et Chao** (avec certaines hypothèses) à la relation suivante:

$$R_{asp} = \frac{\sigma H_{mesurée}}{2\lambda_e F} \qquad \textbf{[II-19]}$$

L'expression (II.19) lie la résistance de contact aux propriétés mécaniques de l'interface.

II.1.5.3 Modèle reliant la RTC et les caractéristiques thermomécaniques

Durant les quarante dernières années, de nombreuses expériences ont permis de développer plusieurs corrélations pour un contact rugueux plat.

Dans de nombreuses études tenant compte des caractéristiques de surface, telles que celles de **Cooper et al.** [70], **Thomas et Probert** [27], **Mikic** [32], **Yovanovitch et al.** [85], **Madhusadana et Fletcher** [81], la résistance thermique et la pression de serrage entre les deux solides sont reliées par la loi suivante:

$$R_{tc} = K \frac{\sigma\lambda}{\sigma^*}\left(\frac{H}{P}\right)^n \qquad \textbf{[II-20]}$$

$$\text{avec } P = \frac{F}{A_a}$$

avec H : micro-dureté du solide le plus ductile

σ^* : combinaison des pentes moyennes des aspérités

σ : combinaison des déviations standards des hauteurs des aspérités

K, n : constantes positives.

Cooper et al [70] ont proposé une relation analytique :

$$R_{tc} = \frac{4\sqrt{\pi}}{A_a \sqrt{2}\lambda_e}\left(\frac{\sigma}{m}\right)\frac{\left[1-\sqrt{\frac{1}{2}}erfc(\chi)\right]^{1.5}}{\exp(-\chi)} \qquad \textbf{[II-21]}$$

Avec χ =erfc^{-1}(2Pm/Hmesuré), et λ_e la moyenne harmonique des conductivités thermiques.

Yovanovich [85] propose une relation simplifiée de **Cooper et al** :

$$R_{tc} = \frac{\frac{\sigma}{m}}{1.25 A_a \lambda_e \left(\frac{P}{H_c}\right)^{0.95}} \qquad \textbf{[II-22]}$$

Belghali et Danes [7] suggèrent que "l'historique" de l'état de surface a également une influence sur la RTC et proposent une loi de la forme :

$$\log RTC = K_1 + K_2 \log P + K_3 \log P^* \qquad \textbf{[II-23]}$$

Avec P : pression de serrage courante

P* : pression de serrage maximale exercée lors d'éventuels cycles antérieurs

K_1, K_2, K_3 : constantes qui dépendent de la nature et de l'usinage du métal.

L'interprétation géométrique de cette dépendance passe par la connaissance de la variation de la micro géométrie des contacts avec la pression. Comme un profilomètre ne peut pas travailler sous pression, il devrait déceler les effets du paramètre P*, c'est-à-dire les déformations plastiques, et non la modification des aspérités en régime élastique de déformation. Cependant, les résultats obtenus par les auteurs montrent que, sauf pour les très faibles taux de portance (inférieure à 0,01), s et N dépendent peu du paramètre P*.

Nous pouvons remarquer qu'il y a de nombreux paramètres de l'état de surface qu'il faut déterminer précisément afin d'avoir une prédiction fiable de la RTC.

En raison de la nature fractale des surfaces rugueuses, les paramètres statistiques comme σ^* ou σ ne sont pas uniques pour une surface. En effet, ils dépendent beaucoup de la résolution de l'instrument avec lequel ces paramètres sont mesurés. Ceci apparaît sur la Figure II-17, qui montre l'évolution des paramètres de rugosité d'une bande magnétique, mesurés par interférométrie optique ($\beta < 10$) ou par microscopie ($\beta > 10$), en fonction du grossissement β de l'instrument et de sa résolution. Les paramètres σ (rms height) et σ^* (rms x-slope et rms y-slope) sont exprimés par rapport à leur valeur à $\beta = 1$.

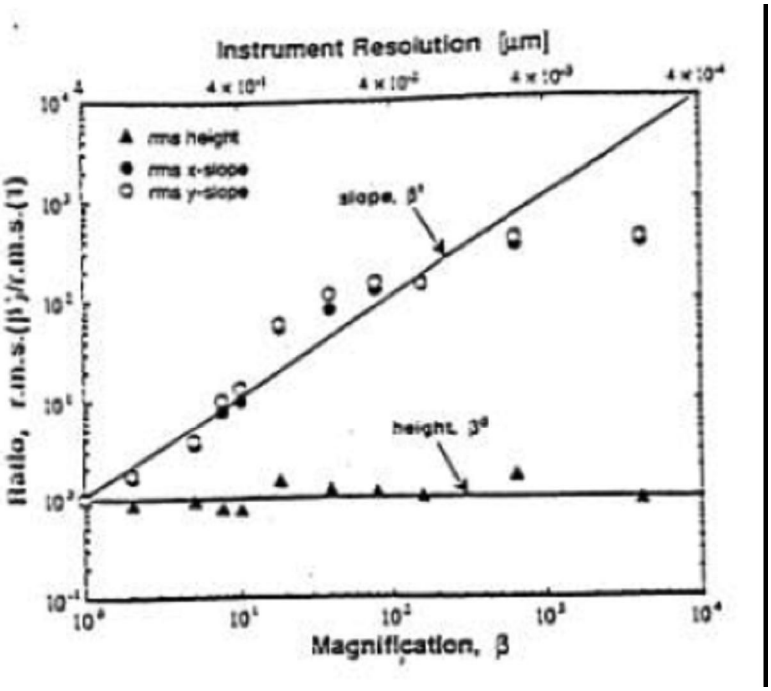


Figure II-17 : Influence de la résolution de l'instrument de mesure sur la rugosité

Cette partie permet de conclure que malgré tous les efforts investis pour prédire la RTC celle-ci demeure difficile à déterminer par les calculs, et des mesures expérimentales bien maîtrisées sont souvent nécessaires.

II.2 Modélisation d'un contact avec revêtement

Depuis de nombreuses années, les problèmes tribologiques intéressent les industriels (électronique, Hyper, étanchéité…). Dans de nombreux secteurs, nous retrouvons un revêtement afin d'améliorer l'interface sur le comportement mécanique et thermique. Un joint métallique d'un métal plus mou est soumis à de fortes charges, de sorte que le revêtement adopte un comportement élasto-plastique, assurant une bonne interface. Nous pouvons trouver deux types de revêtements, ceux où le revêtement est plus mou que le substrat et l'autre où il est plus dur. Il y a également deux conditions d'interface entre le revêtement et le substrat, les interfaces dite ''collées'' lorsqu'il y a un dépôt électrolytique ou les interfaces dites ''libres'', feuille d'interface. Nous avons déjà vu ce type d'interface dans la partie II.1.3 pour l'amélioration de la conductance d'interface.

Dans le cas des TOPs une fine couche de cuivre est déposée électrolytiquement sur l'hélice afin d'améliorer le transfert thermique et de réduire les pertes RF. Le comportement thermomécanique de cette couche est très important pour déterminer les propriétés d'interface obtenues (Pression de contact et surface de contact) qui influent directement sur la RTC. L'étude présentée dans le paragraphe suivant nous permettra de voir l'influence de cette couche sur le comportement de l'interface et de définir la méthode de résolution.

La littérature présente seulement quelques travaux concernant ce sujet malgré la grande importance de ce paramètre sur l'amélioration des différents dispositifs existants. En effet, toutes les puissances dissipées passent par des interfaces afin d'être évacuées vers l'extérieure. Meilleures sera cette interface, plus élevée sera la puissance permise. Nous pouvons citer le milieu de l'électronique avec des téléphones toujours plus puissants et de plus en plus petits.

Trois types d'études ont été réalisés par les auteurs. Les travaux purement analytiques, les modèles analytiques avec une résolution numérique des équations et pour finir une étude totalement numérique qui a été possible grâce au développement de l'informatique. Des logiciels tel que ABAQUS, ANSYS ou encore COMSOL permettent des études de comportement élasto-plastique des couches minces et même de surface réelle rugueuse 3D [86]. Quelques auteurs ont effectué un travail de synthèse sur les diffèrent modèles disponibles dans la littérature. Ainsi, nous présentons la synthèse effectuée par **Da Silva Bothelo** [51] au cours de ses travaux complétée par de nouvelles études (Tableau 3).

La plupart des auteurs s'intéressent à un revêtement plus dur que le substrat ce qui leur permet d'étudier uniquement le comportement élastique. Comme pour l'étude des contacts sans revêtement, il est considéré que les aspérités ne se touchent pas entre elles.

Burmister [87] fut le premier à modéliser un revêtement élastique, mais sa modélisation est limitée par la capacité numérique de l'époque (1945). **Chen** [88] poursuivi ces travaux en résolvant les équations numériquement. Il établit que le revêtement se comporte comme une couche massive, si l'épaisseur est quatre fois plus grande que le rayon de contact entre l'indenteur et le revêtement, et se comporte comme le substrat, si le rayon de contact est au moins cinquante fois plus grand que l'épaisseur du revêtement. L'aire de contact augmente significativement avec l'épaisseur pour un revêtement plus mou que le substrat.

Un indice de plasticité a été défini à partir de l'indice établi par Greenwood et Williamson.

King et O'Sullivan [91] proposent une résolution numérique basée sur les fonctions potentielles élastiques issues des travaux de **Gupta et Walowit** [90]. Ils concluent que pour les faibles enfoncement (faible effort), le substrat n'a pas d'influence. Nous avons un contact de Hertz entre le cylindre et le matériau du revêtement. Ainsi, pour les grands enfoncements (Environ l'épaisseur du revêtement), la couche n'a plus d'influence et c'est le matériau massif qui prédomine. Le matériau d'interface est totalement écrassé et rempli les aspérités. Ce qui diminue la RTC.

Les progrès des capacités de calcul informatique ont permis l'utilisation des éléments finis pour résoudre les problèmes de contact.

Tangena et Hurkx [94] ont montré que la méthode des éléments finis est adaptée pour traiter les problèmes de contact sur milieux revêtus. Ils montrent que le comportement du contact peut être contrôlé. Si la couche est très mince, elle adopte un comportement purement élastique, mais si elle est plus épaisse, il se produit un écoulement plastique.

Komvopoulos [95] montre que l'épaisseur du revêtement est capitale dans la détermination du lieu et de la taille de la zone plastique. Les déformations plastiques sont plus importantes pour les couches plus minces, à effort donné.

En résumé, nous pouvons noter, que l'épaisseur du revêtement joue un rôle important sur la raideur du contact. Si l'épaisseur est très fine, le contact est assimilé au substrat et si elle est trop épaisse, la couche adopte le comportement d'un milieu massif.

La prise en compte de la plasticité aboutit à aplatir la répartition de pression et diminuer considérablement son intensité.

Dans les lignes de transmission, nous cherchons à avoir une distribution de pression constante correspondant au maximum possible entre l'hélice et le montant. Si nous utilisons du cuivre, il faudrait atteindre la pression de matage (350 MPa à 20°C) du cuivre sur toute la surface de l'hélice.

	Comportement du revêtement	interface	Type de contact	Type de résolution	Modalités de résolution
Burmister [87]	Elastique	Libre ou collée	Aspérité unique, axisymétrique	Analytique	Equations de Boussinesq, les contraintes sont issues d'une fonction potentielle harmonique
Chen [88]	Elastique	Collée	Aspérité unique, déformation planes ou contraintes planes	Analytique	Les déplacements sont fonctions harmoniques décomposables en séries de Fourier
Chang [54]	Elastique - Plastique	Collée	Surface entière	Analytique	Description de la surface : GW, comportement : CEB
Chen et Engel [89]	Elastique	Collée, multicouche	Aspérité unique, axisymétrique	Numérique	Le champ de pression est décomposé en polynômes.
Gupta et Walowit [90]	Elastique	Collée	Aspérité unique, contact linéique	Numérique	La solution est déduite à partir d'une grille d'efforts ponctuels assortis de coefficients d'influence
King et O'Sullivan [91], [92]	Elastique	Collée	Aspérité unique, déformation planes ou axisymétrique avec glissement	Numérique	Le problème est découplé : d'abord le contact normal (Gupta et Walowit) puis le glissement par l'intermédiaire du coefficient de frottement
Kuo et Keer [93]	Elastique	Collée, multicouche	Aspérité unique, axisymétrique avec glissement	Numérique	Problème découplé. Matrice de propagation des déplacements d'une couche à l'autre, fonction potentielles, transformée de Hankel et fonctions de Bessel
Polonski et Keer [64]	Elastique	Collée	Surface entière	Numérique	Transformée de Fourier Rapide avec compensation de l'erreur de périodicité pour traiter les problèmes non-périodiques. Méthode Multi-Level Multi-Summation
Tangena et Hurkx [94]	Plastique	Collée	Aspérité unique, linéique	Eléments finis	Loi empirique
Komvopoulos [95], [96]	Plastique	Collée	Aspérité unique, linéique avec frottement	Eléments finis	
Pennec [86]	Elasto-plastique			Eléments finis	Topographie

Tableau 3: Synthèse de la modélisation du contact avec revêtement

II.3 Applications aux lignes de transmissions

Les lignes de transmission (ou lignes à retard) sont la partie du tube où se produit l'interaction entre l'onde circulant sur l'hélice et le faisceau d'électron fourni par le canon. L'hélice est le siège de dissipations thermique qui n'est évacuée que par les petites surfaces de contact entre l'hélice et le montant et entre le montant et le fourreau. Afin de ne pas dépasser la température limite du composant critique, les tubes sont associés à différents systèmes de refroidissement (conduction). L'efficacité du refroidissement est étroitement liée à la qualité du contact thermique entre les différentes pièces. La monté en puissance et en fréquence rend ce point d'amélioration indispensable surtout pour les géométries frettées. En effet la qualité de ces interfaces traduit directement la capacité à évacuer la chaleur. La puissance maximum admissible est fournie par la température d'hélice. Mais jusqu'à ce jour aucune donnée n'est fournie sur cette température. Nous considérons seulement que la température maximum de l'hélice ne doit pas excéder la plage de température comprise entre 300°C et 400°C pour éviter l'évaporation du cuivre. En effet, le cuivre s'évapore à 400°C sous vide (Avec une vitesse d'évaporation qui n'est plus négligeable).

La détermination de la résistance thermique d'une ligne permet d'identifier la puissance maximale admissible du tube. Cette donnée nous renseigne sur l'efficacité que le dispositif a pour évacuer la chaleur à travers l'hélice, le montant et le fourreau en passant par les interfaces. Nous pouvons également en déduire la température d'hélice afin d'identifier une puissance maximale de fonctionnement. Cette détermination passe généralement par la détermination des puissances dissipées et la mesure d'une température à l'extérieur.

$$R_{th} = \frac{T_{hélice} - T_{extérieure}}{\varphi_{dissipé}} \qquad \textbf{[II-24]}$$

Dans la littérature, nous trouvons deux types d'études. Quelques laboratoires se sont intéressés à déterminer les pertes sur une ligne et d'autre à étudier le transfert thermique. Certains ont même effectué les deux études, mais les données disponibles sur le sujet restent peu exhaustives.

La puissance et la bande de fréquence augmentent. Il devient donc de plus en plus important de réduire les pertes et d'améliorer le transfert thermique.

L'identification des pertes dans un TOP est un sujet à part entière que nous ne traiterons pas dans cette thèse. Nous prendrons des valeurs de pertes approximatives fournies par notre partenaire industriel.

Une fois les pertes bien identifiées (ou approchées), nous pouvons nous intéresser à la résistance thermique d'une ligne de transmission afin de déterminer la température d'hélice. Nous définissons cette résistance comme étant une succession de résistance en série. Dans les travaux qui suivent, il sera question d'identifier la résistance d'ensemble en identifiant la résistance de contact entre l'hélice et le montant, lorsque les moyens disponibles le permettent.

Généralement, les différentes études proposées ont pour but d'augmenter la puissance en investiguant différentes pistes afin d'améliorer le transfert thermique. La plus logique dans le développement des tubes est le passage à des montants en diamant [97]. Une autre solution est l'amélioration du processus d'assemblage afin de réduire la résistance de contact qui est un frein à l'évacuation de la chaleur. Nous allons analyser les différentes techniques d'assemblage possibles puis les études réalisées.

Les techniques d'assemblages des lignes de transmissions peuvent être répertoriées en deux catégories: les méthodes non brasées et les méthodes brasées. Les méthodes non brasées ont des technologies plus ou moins complexes et nécessitent des investissements lourds. Ces méthodes produisent une RTC. Cette catégorie peut être divisée en deux types : la méthode utilisant une force mécanique pure, ce qui est le cas pour le sertissage à froid (triangularisation), ou la méthode utilisant une force mécanique résultant d'un échauffement thermique (comme le frettage à chaud). Pour les méthodes brasées, les montants sont brasés avec l'hélice ce qui produit une RTC minimale. Cette méthode peut également être divisée en deux types : la méthode utilisant un solide comme une coupelle de brasure ou celle utilisant une diffusion.
L'utilisation de montant en diamant nécessite la mise en place d'une nouvelle méthode d'assemblage. Ainsi **Dayton et al.** [98] proposent une nouvelle technique utilisant l'usinage laser.

Toutes ces méthodes d'assemblage procurent des interfaces plus ou moins bonnes. Dans les trois cas, l'énergie et les investissements demandés sont différents.

Durant les années cinquante, les tubes ont connu une grande évolution. Ce qui a suscité l'engouement des industries afin d'augmenter la puissance de sortie. Des laboratoires mandatés par des industriels ont effectué des travaux de recherche sur ces dispositifs. Ces travaux sont limités, mais nous pouvons en citer quelques-uns uns, effectués dans les années 70 –80. Plus récemment, des travaux plus synthétiques ont été effectués pour augmenter la puissance et la bande passante des tubes. La structure des études se ressemble. Un modèle analytique est proposé afin d'identifier la température d'hélice suivie par une étude expérimentale. Dans ces modèles analytiques les surfaces de contact ne sont pas étudiées, nous verrons plus tard leur importance.

Le laboratoire scientifique Raytheon Company [99] fut l'un des premiers à étudier le problème. Ils ont étudié les TOPs en regardant l'influence d'utiliser du diamant comme support d'hélice et ils ont comparé les différentes techniques d'assemblages (compression à froid, brasage et collage). Entre l'année 74 et 75 ce même laboratoire a montré qu'une configuration avec du diamant comprimé peut avoir des excellentes interfaces de contact comparable aux configurations brasées, mais cette remarque n'est pas vraie pour les configurations utilisant de BeO et du APBN.

Un modèle d'identification 1D a été mis en place afin de déterminer la température d'hélice. Une approche simple, mais spécifique au cas étudié, a été élaborée pour déterminer les macro constrictions dans les différentes pièces. **Caveney et al**,. Un laboratoire sud-africain a mesuré une résistance de contact de 0.88*10^-6 m².K/W entre du diamant et un métal pour une pression supérieure à 20 kgf/cm² (1.96MPa). Cette résistance passe à 4.56*10-6 m².K/W avec l'utilisation du BeO. A Raytheon une valeur de 0.9*10^-6 m².K/W a été trouvée. Une étude expérimentale comprenant deux phases a permis aux auteurs de comparer une géométrie collée ou brasée avec une géométrie compressée. Trois véhicules test ont été réalisés pour chaque type d'assemblage. L'efficacité de l'évacuation thermique a été étudiée en chauffant l'hélice par effet joule (par l'injection d'un courant continu). La seconde phase consistait à vérifier la faisabilité d'un tube avec des montants en diamant incluant le système de focalisation.

Cette étude a permis d'indiquer que dans les années 70 une géométrie collée n'était pas réalisable à cause du dégazage sous vide. Une géométrie brasée donne la meilleure capacité de dissipation thermique mais elle est plus difficile à construire. Le processus de métallisation doit être mieux maîtrisé. En effet, la zone de métallisation est très petite, il faut pouvoir la

contrôler. La plus pratique et la plus efficace des techniques, est l'utilisation d'une hélice en tungstène avec du cuivre mou comprimé par trois montants en diamants.
L'utilisation de montant en diamant augmente de deux fois la capacité de dissipation thermique par rapport à des montants en BeO lorsqu'une hélice en tungstène est utilisée. En effet l'utilisation d'un montant en diamant diminue la résistance de celui-ci ainsi que les résistances de contact. Un modèle analytique développé dans cette thèse confirme ce résultat. L'utilisation d'une hélice totalement en cuivre diminue l'élévation de température. Nous pouvons voir cela sur la Figure II-18. La Figure II-19 nous montre l'intérêt d'utiliser des montants en diamants pour des fortes puissances.

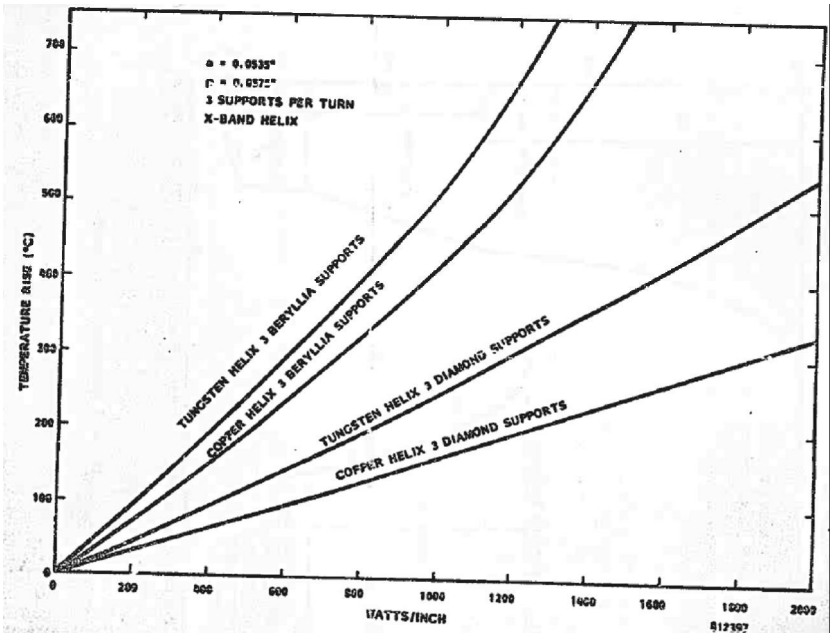


Figure II-18 : comparaison de différentes configurations

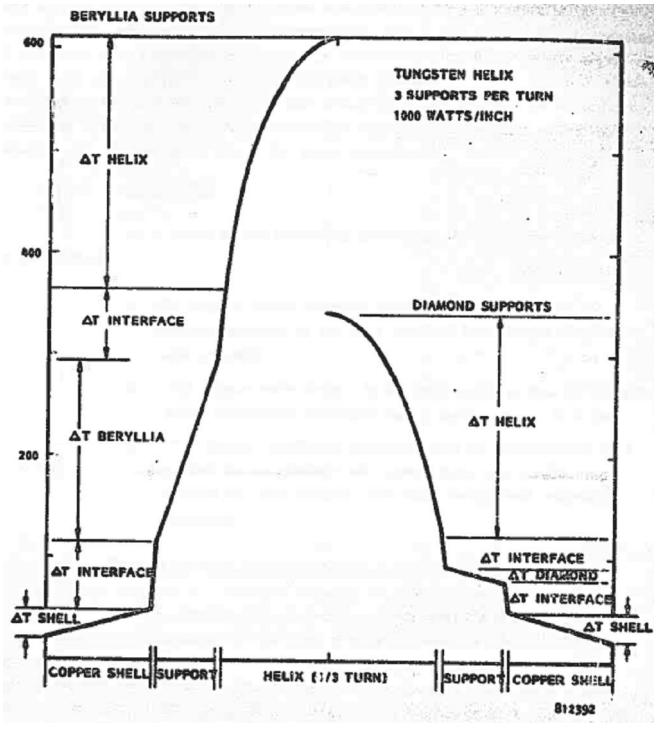


Figure II-19 : influence du montant

A cette date le diamant synthétique n'était pas encore bien développé et les techniques d'assemblage du diamant n'étaient pas maîtrisées. Il a été retenu que la méthode avec le meilleur compromis est celle avec une hélice en W cuivré et des montants en diamant. Une méthode analytique utilisant les résistances thermiques de l'hélice est utilisée pour obtenir la température d'hélice. Des études ont montré que la corrélation entre l'expérience et le modèle est bonne et que le modèle peut être utilisé pour le design. Mais, dans les années 70 la disponibilité et le prix du diamant rendaient impossible son utilisation dans les TOPs.

Au même moment un laboratoire **''Hughes Aircraft''** [100] étudiait ce problème. Les auteurs se sont intéressés comme pour le précédant laboratoire à l'utilisation de montant en diamant mais pour des tubes millimètres donc à une fréquence plus élevée entre 40Ghz et 50Ghz (bande Q). Ils ont étudié plus précisément la conductance d'interface en réalisant une mesure. Ils ont en effet remarqué que la meilleure technique d'assemblage est le frettage à chaud car le brasage nécessitait une métallisation qui augmentait les pertes RF et la méthode de triangularisation ne produisait pas de très bons contacts thermiques. Les auteurs ont également réalisé une mesure de la conductivité thermique. L'objectif de leur travail était également de déterminer expérimentalement les limites thermiques des différents assemblages d'hélice.

Une mesure de conductance de contact a été effectuée afin d'étudier les interfaces présentes dans une ligne de transmission. Une mesure allant jusqu'à 500 °C et à une pression de 250 MPa a été réalisée. Les échantillons présentaient une surface de 1mm². La mesure thermique était réalisée à l'aide d'un microscope infrarouge d'une précision de 0.5°C qui mesurait la température à différentes positions dans l'échantillon Figure II-20. Les échantillons sont recouverts de carbone et l'émissivité est calibrée à l'aide de thermocouples. Cette mesure leur a permis d'observer l'influence de la pression, de la température et de l'état de surface des éléments en contact. D'après les courbes obtenues nous pouvons constater que la conductance est meilleure lorsque le contact se produit entre une surface polie et une surface rugueuse. En effet, nous pouvons conclure que les aspérités s'écrasent pour augmenter la surface apparente. Cependant, cette remarque n'est pas valable pour un contact entre du diamant et du tungstène Figure II-21. La Figure II-22 compare un contact entre du BeO/CuC2, Diamant/CuC2 et APBN/CuC2. Le transfert de chaleur pour un contact BeO rugueux/cuivre a été trouvé si haut que la résistance d'interface thermique était quasiment négligeable. Ce résultat n'est pas certain, il faudrait faire la mesure avec un certain nombreux d'échantillons. Cependant, cette approche est la plus complète, nous reprendrons le même principe au cours de cette thèse.

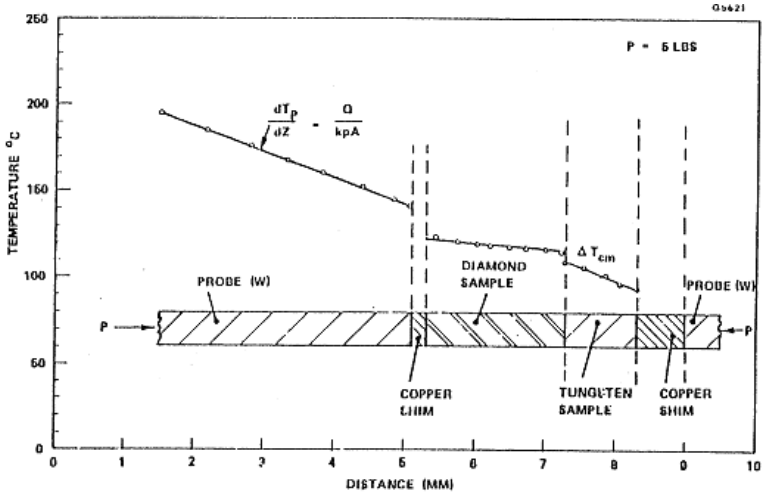


Figure II-20 : Dispositif expérimental. Profil de température sur les échantillons

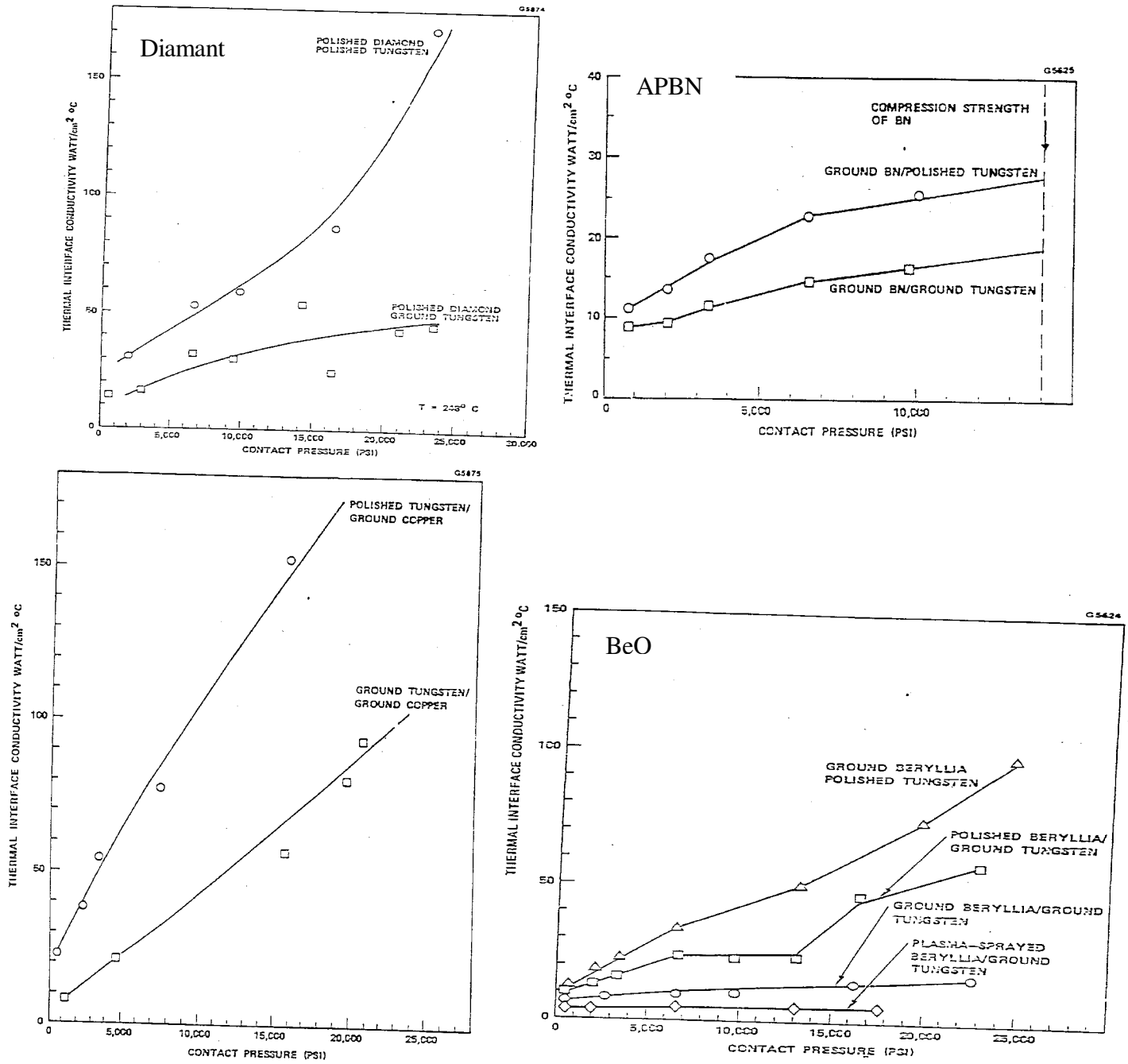


Figure II-21 : Influence du polissage sur l'interface

1MPa = 145 PSI

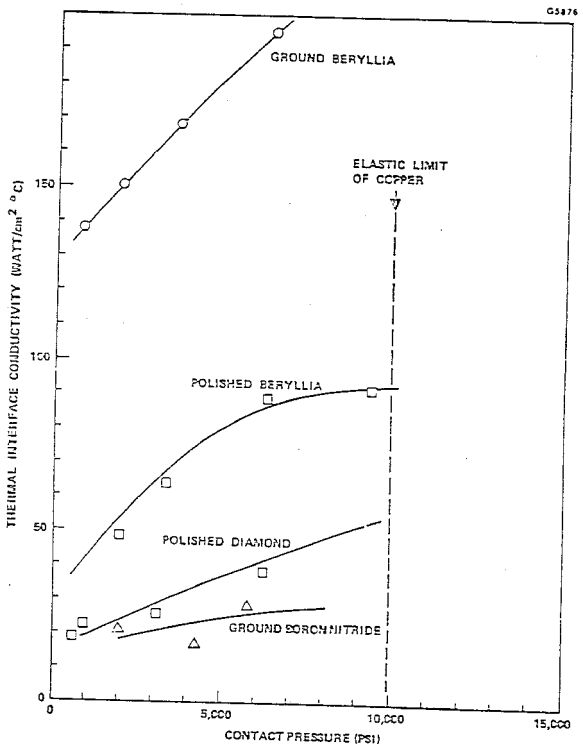


Figure II-22 : Influence de la rugosité avec du cuivre

Un modèle d'identification de la conductivité thermique a été développé puis comparé à des essais expérimentaux. La plupart des matériaux ont une conductivité thermique qui varie en fonction de la température.

Un modèle développé par **C.T. Wang** [101] a permis d'obtenir la pression de contact en fonction du serrage en ne tenant compte que des déformations élastiques. Grâce à cette donnée, un serrage optimal est défini. Il faut noter que ce modèle ne peut être correct que si l'hélice garde un comportement purement élastique ce qui est peu probable à de fortes charges.

Des véhicules test VT thermiques incluant des montants en diamant, en BeO (Serrage à chaud), et en APBN ont été élaborés et construit pour ce projet. Les essais ont été poussés jusqu'à destruction du VT afin de déterminer la limite opérationnelle. La particularité de ce projet a été l'instrumentation via une fenêtre optique sur un VT afin de permettre une mesure directe du fils d'hélice par infrarouge.

Trois VT ont été réalisés: deux utilisant de APBN (l'un est chauffé par DC et l'autre par RF), le troisième utilise des montants en diamant. Le VT utilisant du BeO n'a pas abouti, les montants ont été détériorés pendant le frettage à chaud. Ce qui montre que le modèle n'est pas correct ou que les tolérances n'ont pas été respectées.

Il a été montré dans cette étude que l'utilisation de montant en diamant à la place de l'APBN permet une augmentation de la puissance de sortie d'un facteur 7. Avec des montants en APBN un tube allant de 30W à 40W pour une fréquence de 40GHz à 50GHz est réalisable alors qu'avec des montants en diamant la puissance peut passer de 100W à 200W. Le VT avec des montants en diamant n'a pas été détruit. C'est conclusion semble optimiste.

Un modèle simplifié d'identification de la résistance thermique en fonction des dimensions et des conductivités permet de déterminer les limites des différentes configurations. Ce modèle a été développé par Hughes Aircraft. Cette étude montre que la

puissance de sortie est 2.5 fois supérieure avec des montants en diamant qu'avec des montants en BeO, elle passe à 3 par rapport à des montants en APBN Figure II-23.

		Diamond Rods	Beryllia Rods	Boron Nitride Rods	Composite Ceramic Structure
Maximum helix temperature	$T_{H_{max}}$	400°C	400°C	400°C	400°C
Temperature gradient in helix	ΔT_H	116.9°C	46.7°C	61.9°C	13.1°C
Contact pressure helix-rods	P_{HC}	20,000 psi min	20,000 psi min	14,000 psi max	-
Temperature-gradient helix-rods	ΔT_{HC}	60.6°C	44.1°C	95.8°C	0
Surface helix-rods		polished/polished	polished/polished	ground/ground	(ground)
Temperature gradient rods	ΔT_C	50.7°C	202.3°C	119.0°C	265.1°C
Temperature gradient rods (ceramic) - shield	ΔT_{CS}	71.8°C	6.9°C	23.3°C	21.8°C
Contact pressure rods (ceramic) - shield	P_{CS}	10,000 psi min	10,000 psi min	10,000 psi min	10,000 psi min
Maximum power capability	Q_{max}	1179 W/in.	471 W/in.	411 W/in.	1556 W/in.

Figure II-23 : Estimation thermique des lignes

Il est prédit une puissance de 1179 W/in (46 W/mm) alors que l'expérience n'était qu'à 250 W/in (10W/mm), ce qui montre qu'il faut une grande amélioration dans la technique d'assemblage. L'utilisation de montant en diamant semble apporter un gain supérieur à cela. Cette étude doit être validée par de nouvelles études et comparaisons.

Les chercheurs du département **''Varian Associates, Microwave tube division''**[102] se sont plutôt intéressés d'une part à la réduction des pertes RF afin de les réduire aux maximum et d'autre part à l'étude des techniques d'assemblage pour produire les meilleures interfaces et donc augmenter au maximum la conductance. Ils ont mis au point une mesure des pertes afin d'examiner l'influence de chaque paramètre et de designer le tube avec le moins de pertes.

Il a été trouvé que les pertes sont légèrement plus faibles lorsque des montants en BeO sont utilisés à la place de montants en APBN pour les tubes sertis. A 20 GHz, Les pertes passent de 0.055 dB/mm à 0.051dB/m. Cette valeur passe à 0.063dB/mm pour un brasage de montant en diamant.

De plus, sur la Figure II-24, nous pouvons voir que les pertes sont localisées principalement sur l'hélice.

L'étude thermique a permis de montrer qu'une configuration brasée utilisant une hélice en cuivre avec des montants en diamant permet de réduire d'un facteur 10 l'augmentation de température par rapport à une configuration sertie avec des montants en APBN et une hélice en tungstène (Tableau 4).

Il a également été montré que la différence de température entre l'hélice et le fourreau dépend des matériaux utilisés. En effet, en fonction des matériaux utilisés on n'aura pas la même surface de contact. La Figure II-25 montre que la différence de température diminue lorsque le pourcentage de contact augmente. Lorsqu'il des montants en BeO sont utilisés, il n'y a plus d'évolution de la résistance thermique à partir de 60% de contact. Le gain potentiel lorsque le contact passe de 10% à 100% est d'un rapport 3 pour le BeO et d'un rapport 5.5 pour l'APBN. Nous pouvons remarquer que le modèle ne prend pas en compte la variation de la conductivité thermique.

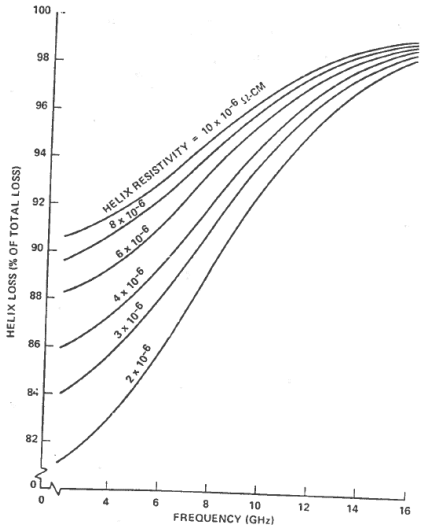


Figure II-24 :Pourcentage de perte sur l'hélice en fonction de la fréquence

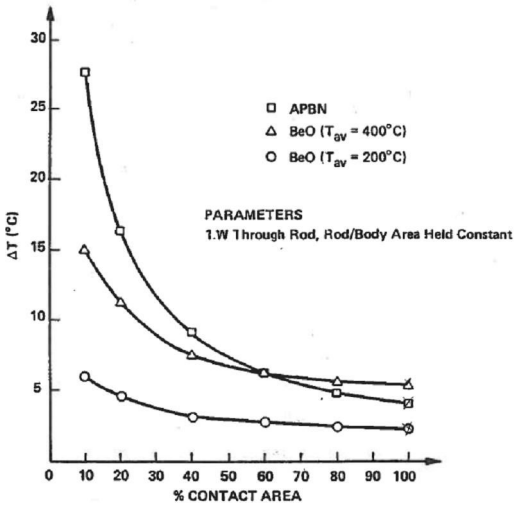


Figure II-25 : Augmentation de température en fonction de la surface en contact

	ΔT1 Niveau hélice (°C)	ΔT2 Interface hélice montant (°C)	ΔT3 A travers le montant (°C)	ΔT4 Interface montant fourreau (°C)	ΔT5 Total (°C)	Pression d'interface (PSI)
Frettage d'une hélice en Tungstène avec 3 APBN	8.7	20.7	15.9	10.3	55.6	10000
Brasage d'une hélice en cuivre avec 3 BeO	4.4	0	7.9	0	12.3	
Brasage d'une hélice en cuivre avec 6 BeO	1.1	0	4	0	19.9	
Frettage d'une hélice en Tungstène cuivrée avec 3 diamant	8.7	6.5	0.8	3.8	5.2	20000
Brasage d'une hélice en cuivre avec 3 diamant	4.4	0	0.8	0	3.1	
Brasage d'une hélice en cuivre avec 4 diamant	2.5	0	0.6	0		

Tableau 4 :Efficacité thermique (quand chaque tour d'hélice dissipe 1W)

R. Crivello et R. W. Grow [103] ont eu une approche beaucoup plus analytique que les autres auteurs. Un modèle simple a été développé. Celui-ci tient compte des conductivités thermique des matériaux et des non-uniformités géométriques. Il inclut également l'effet des résistances thermique de contact. L'équation de la chaleur à l'état stationnaire est résolue avec la présence d'une puissance volumique. Un modèle est développé pour chaque élément de la ligne de transmission puis additionné pour avoir la résistance globale.
Pour résoudre les problèmes thermiques dans les différentes pièces, l'équation de la chaleur a été résolue en utilisant la méthode des séparations de variable.

Le fourreau a été étudié en utilisant un schéma de résistances en séries et en parallèle en coordonnée cartésienne. L'enveloppe qui n'est pas présente dans toutes les configurations est traitée en coordonnée cylindrique en 2D compte tenu des symétries il n'est considéré qu'un seul montant. Il est montré que l'utilisation de cuivre à la place du fer pour une puissance de 7.9W/mm diminuait de 57°C l'augmentation de température. Celle-ci passe de

60°C à 3°C. Mais cette conclusion est uniquement théorique car le cuivre ne permet pas un bon contact avec le montant lors du frettage.
Différentes formes de montant (rectangulaire et cylindrique) ont été investiguées. Il est montré l'importance de la largeur de la surface de contact et de la hauteur du montant. Plus le rapport entre les deux augmente, plus la résistance diminue.
L'hélice est étudiée en 2D en coordonnées cartésiennes. Il est montré que la résistance thermique dépend fortement de ses paramètres géométriques.
Les résistances de contact ne sont pas prises en compte en raison de manque de données.
Avec le modèle établi, il est possible de prédire la température de l'hélice avec la puissance dissipée dans le but d'établir la faisabilité d'un nouveau projet. Une méthode expérimentale est mise en place sur une configuration avec une hélice en molybdène. L'hélice est chauffée par courant continu et la température moyenne de celle-ci est donnée par sa résistance électrique. Un thermocouple est fixé sur le fourreau. Le refroidissement est réalisé par convection, ce qui ne permet pas de monter en température, Figure II-26.

La Figure II-27 montre une certaine concordance entre le modèle et l'expérience, mais pour de très faibles puissances dissipées. Nous remarquons aussi une divergence qui se produit à partir de 4 W/in. Nous émettons l'hypothèse que cette divergence est causée par la variation de la résistance thermique de contact. Ceci indique toute l'importance de ce paramètre pour les configurations frettées.

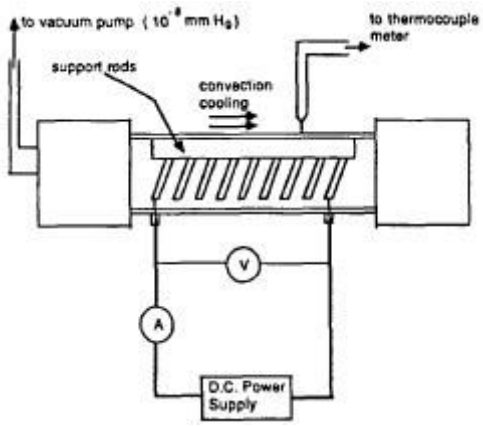


Figure II-26 : dispositif expérimental

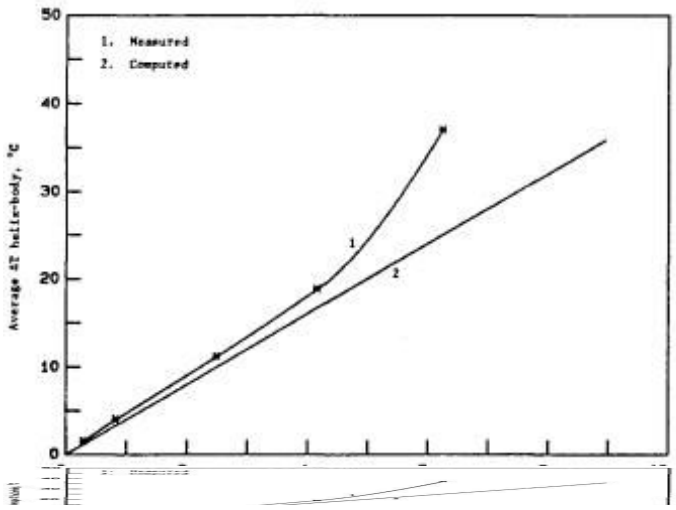


Figure II-27 : Confrontation entre modèle et expérience

Ces travaux analytiques procurent une certaine facilité d'exploitation. Afin d'avoir une meilleure vérification du modèle, les interfaces doivent être inspectées et l'expérience réalisée à de plus hautes températures.

Le laboratoire **Lewis research center** pour Hughes aircraf compagny [104], [105] fut le premier institut à envisager une étude numérique du comportement thermomécanique d'une ligne. L'objectif de cette étude était d'effectuer un pré-dimensionnement thermomécanique numériquement avant de valider par des essais expérimentaux.

Au début des années 90, la technique de fabrication des montants en diamant et la validité de leur utilisation dans les tubes a été une réussite. L'intérêt de l'utilisation de ce matériau est sa grande résistance à la compression et sa grande conductivité thermique.

Une étude de mesure de perte à froid a montré qu'une géométrie utilisant des montants en diamant aura une meilleure impédance d'interaction qu'une géométrie avec du BeO. A 20

GHz les pertes mesurées avec du diamant sont de 0,079 dB/mm ; sensiblement plus élevé qu'avec du BeO, 0,059 dB/mm (Figure II-28).

Une fois les propriétés magnétiques validées, Les auteurs se sont intéressés à la technique d'assemblage. En effet, l'utilisation de montants en diamant nécessite une nouvelle méthode de mise en place des pièces. Le frettage à chaud a été envisagé, mais le problème était que l'assemblage se produit à température où une contamination des faces du diamant en carbone est possible. Il faudrait l'effectuer sous un environnement propre et sans aucun élément actif. Au début des années 90 cette technique était trop complexe et coûteuse. La solution a été de coller directement les segments de diamant sur l'hélice et de les compresser à froid dans une enveloppe en cuivre.

L'assemblage réalisé, une mesure expérimentale a été effectuée avec la particularité de chauffer l'hélice par une émission d'électrons issus d'un fil revêtu d'oxyde, représentant la cathode (Figure II-29).

Le comportement mécanique de la ligne a été examiné. Quand la puissance dépassait une certaine valeur, une dégradation du transfert a été observée. Cela est expliqué par une dégradation des interfaces. Il a été montré que l'utilisation du glidCop permet une grande pression de contact, et diminue légèrement la température de l'hélice (Figure II-30)

Pour la première fois une étude numérique sous Ansys est réalisée pour évaluer la pression et la surface de contact entre hélice-diamant et diamant-enveloppe.

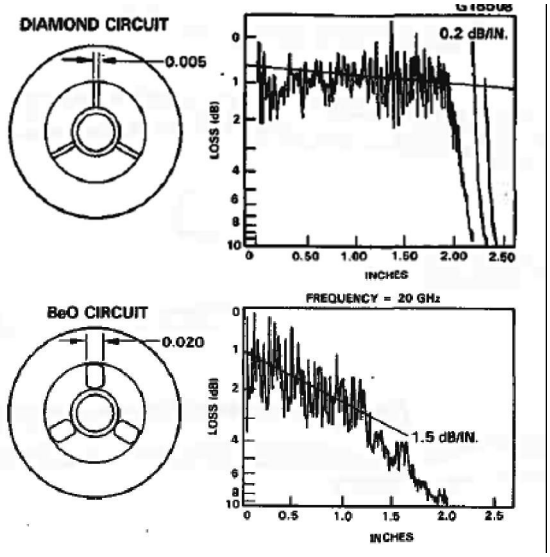


Figure II-28 : Mesure des pertes à froid

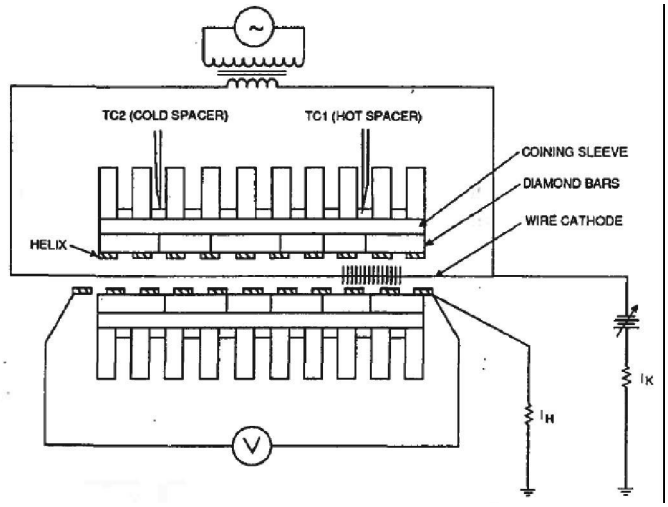


Figure II-29 : dispositif expérimental

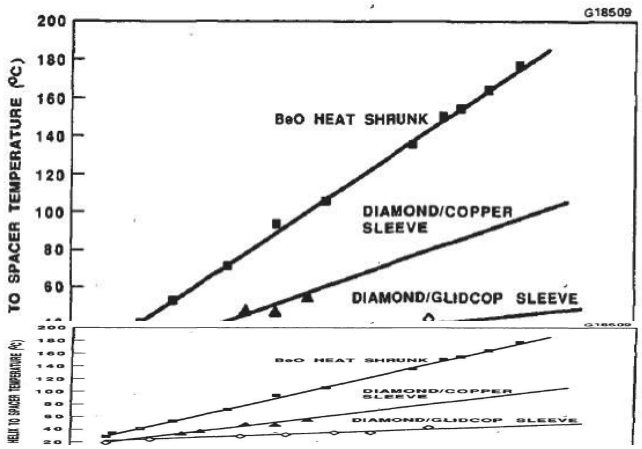
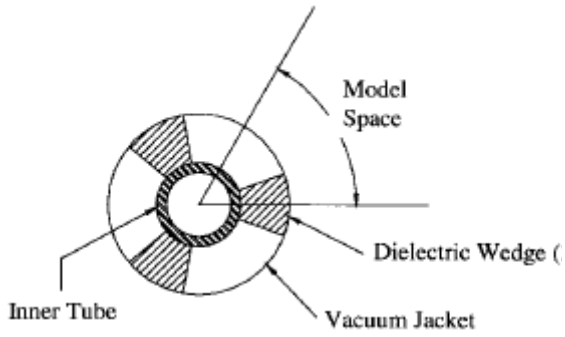


Figure II-30 : Comparaison de la température d'hélice

J.P Calame et D.K Abe [106] ont proposé un modèle simplifié représentant un sixième de la géométrie (Figure II-31). Le problème thermique a été étudié en utilisant la méthode des différences finies. Les résistances de contact ont été prises dans la littérature. Pour un sertissage entre du BeO-W une valeur de 2.8*10^-6 m².K/W est obtenue pour une pression de 136 MPa. Pour Wcuivré-APBN 3.6*10^-6 m².K/W est obtenue pour 68 MPa.

L'utilisation du diamant fait diviser par trois cette valeur (soit: 1.2*10^-6 m².K/W pour 136 MPa). Les résultats des calculs montrent que l'utilisation de APBN est la plus défavorable. L'utilisation de BeO réduit de 17% l'écart de température entre l'hélice et le montant. Cette réduction passe à 57% avec du diamant. Tous ces résultats sont obtenus pour les configurations serties. Le passage d'une géométrie sertie à une géométrie brasée réduit le gradient thermique de 40% (Tableau 5).



Insulator Material and Size (320 W/cm Loading on Tube)	ΔT_m Along Metal Tube (°C)	ΔT_j Across Junction (°C)	ΔT_i Across Insulator (°C)	ΔT_{max} Tube to Wall (°C)
Brazed BeO (0.51 mm)	50	~0	45	95
Brazed Diamond (0.51 mm)	44	~0	5.8	50
Pressed BeO (0.51 mm)	57	61	46	164
Pressed APBN (0.51 mm)	58	79	60	197
Pressed Diamond (0.51 mm)	53	25	6.0	84
Pressed Thin Diamond (0.18 mm)	80	67	16	163
Brazed Thin Diamond (0.18 mm)	70	~0	16	86

Figure II-31 : Modèle simplifié

Tableau 5: Calcul de l'augmentation de la température

Peter J Rocci pour Air force office of scientific research [107] a suivi la voie ouverte par Lewis reseach center en étudiant le problème numériquement afin d'observer l'influence de certains paramètres physiques. Un modèle en éléments finis sous Numerically Integrated Elements for System Analysis (NISA) a été réalisé afin d'évaluer les performances mécaniques dues aux cycles thermiques. Les fissures dans l'hélice et les montants sont inspectées. Les puissances dissipées sont appliquées sur le rayon intérieur de l'hélice. Une expérience est réalisée sur un TOP en mettant trois thermocouples sur le fourreau. Des enregistrements ont été effectués à plusieurs fréquences. Le problème thermique a été étudié en réalisant 89 tours d'hélice, car seul la température était prise comme Degré De Liberté (DDL). Les résistances de contact ne sont pas prises en compte. Pour résoudre le problème mécanique, une réduction du modèle a dû être effectuée. La géométrie a ainsi été réduite à 12

spires pour une étude linéaire. Il a résulté de cette étude qu'il n'y a pas de fissures s'il n'y a pas de défauts ou de fissures préexistantes pour une hélice en tungstène, avec des montants en BeO et un fourreau en fer. Les auteurs n'ont pas cherché à étudier les interfaces de contact en simulant le processus d'assemblage.

Plus récemment **Y. Han et al** [108], [109], [110] se sont intéressés au problème. Dans un premier temps, ils ont réalisé une mesure DC qui consiste comme les précédentes études à chauffer l'hélice par un courant continu. La particularité de cette étude se trouve dans la calibration de la température en fonction de la résistance électrique. Les auteurs ont instrumenté l'hélice avec un thermocouple et l'ont introduite dans un four sous azote afin d'éviter l'oxydation (température allant de 20°C à 600°C). Ils ont ainsi établi une courbe de calibration.
Les types d'assemblages ont été inspectés: il y a en effet le sertissage, le frettage à chaud et l'insertion à chaud. Le frettage a chaud consiste dans leur cas à bloquer l'expansion du fourreau avec une frette en graphite. L'insertion à chaud est de chauffer le fourreau afin de pouvoir introduire l'hélice et les montants. Le frettage se réalise avec le retour à la température ambiante. L'expérience montre que le transfert s'effectue mieux pour les géométries frettées à chaud et insérées à chaud que pour celles obtenues par sertissage. Cela est dû à une plus grande pression de contact et donc à une diminution de la RTC. L'insertion à chaud semble légèrement meilleure que le frettage avec une frette (Figure II-32). Nous pouvons noter les très faibles puissances dissipées .

L'ajout d'une couche de cuivre sur l'hélice réduit légèrement la température de celle-ci. En effet, le cuivre remplit les espaces interstitiels et fait diminuer ainsi la RTC.
Une autre méthode a été investiguée pour diminuer la température de l'hélice. Le fourreau est en monel et une enveloppe en molybdène a été mise sur le fourreau. Plusieurs cycles thermiques montrent que les interfaces s'améliorent comme nous pouvons le remarquer sur la Figure II-33. La dilatation du monel est supérieure à celle du Mo ce qui permet cet effet.
Une étude complémentaire du même laboratoire [111] permet de voir le gain possible en améliorant les contacts d'une méthode de frettage afin d'atteindre une RTC similaire à une géométrie brasée (Figure II-34).

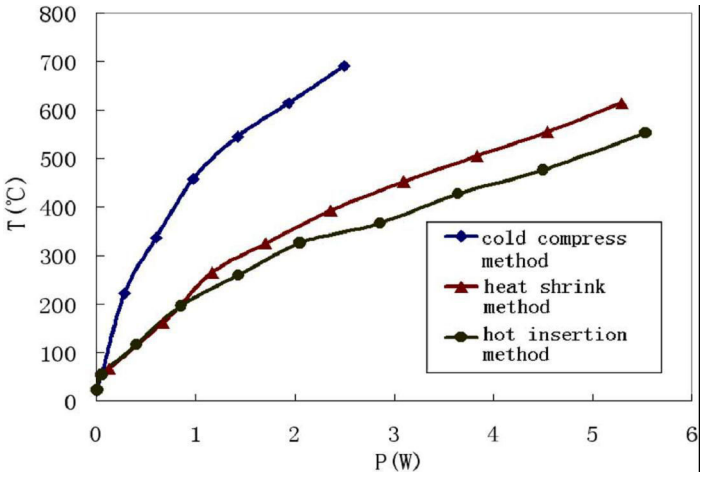


Figure II-32 : température d'hélice en fonction de la puissance

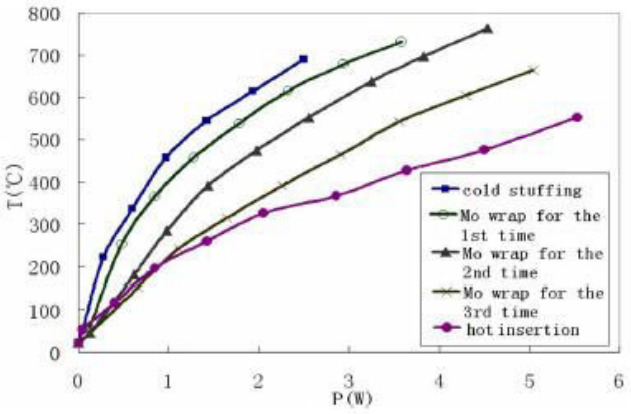


Figure II-33: Température d'hélice en fonction de la puissance

La seconde étape a été la mise au point d'un modèle numérique sous Ansys et la reprise d'une expression analytique simplifiée. Un modèle d'identification de la RTC est proposé. Une valeur de 5.102*10^-6 m².K/W est trouvée pour le contact hélice-montant, elle

devient 0.6598*10^-6 m².K/W lorsqu'une épaisseur de cuivre est présente. Pour le contact montant-fourreau la RTC est de 7.194*10^-6 m².K/W. Les auteurs trouvent une très bonne cohérence entre les prédictions théoriques et les résultats expérimentaux (Figure II-35). Les résistances passent à 5.882*10^-6 et 11.11*10^-6 avec de l'APBN. Il a été trouvé très peu de différence avec une configuration utilisant du BeO et une autre utilisant de l'APBN. Cela est dû à l'aspect mécanique des interfaces qui n'est pas pris en compte. En effet, dans ce type de contact la pression n'est pas uniforme sur toute la surface et donc la RTC ne l'est pas non plus.
La dernière étape a été d'examiner l'influence du refroidissement sur la température d'hélice en utilisant une convection forcée ou une convection naturelle.

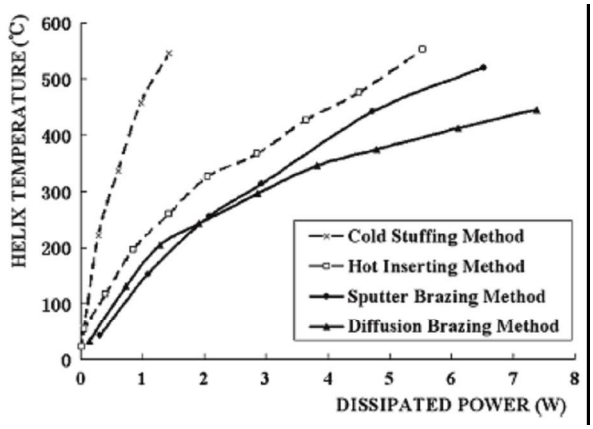


Figure II-34 : comparaison frettage et brasage

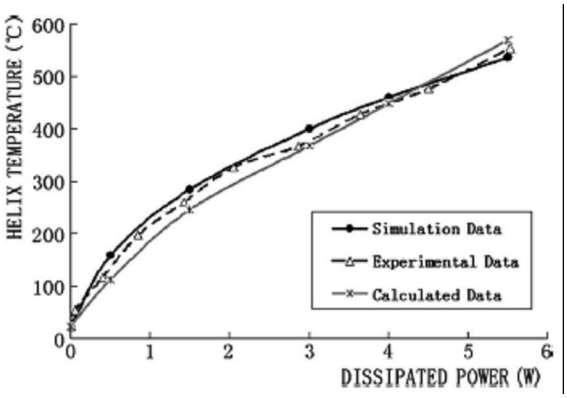


Figure II-35 : comparaison

Au sein de Thales Electron Devices des investigations ont également été effectuées afin d'étudier le transfert thermique. La même démarche que précédemment a été mise en place. Le but de l'étude thermique dans ce cas est de valider le comportement des TOP afin de garantir leur durée de vie au client. Pour cela un modèle analytique a été développé. Nous pouvons citer les travaux effectués par **F. André** [112] pour l'étude d'un TOP de 120W en bande K. Ce tube est un tube spatial qui doit être garanti pour une durée de vie de 15 ans. Ceci implique une validation pour une puissance beaucoup plus élevée (400W à 18.5GHz). Dans ce rapport, il a été question de valider le comportement thermique de l'hélice, de la sortie HF et de la transition sur guide. Pour valider ce comportement, trois tests ont été mis en place. Le premier est la méthode de chauffage par courant continu qui consiste à chauffer l'hélice par effet joule. Des thermocouples ont été placés à différents endroits du tube afin de mesurer un ΔT et d'en déduire l'impédance thermique. Au préalable, une calibration de l'hélice en fonction de la résistance électrique est effectuée afin d'obtenir la température d'hélice à partir de la résistance électrique. La seconde consiste à chauffer l'hélice par une onde HF fournie par un autre tube. Dans ce cas un Klystron a été utilisé. En fonction de la puissance injectée, il a été mesuré la puissance de sortie, la puissance réfléchie et des températures. A partir de ces relevés, un modèle analytique permet de retrouver l'impédance thermique en fonction des pertes sur la ligne. Mais cette méthode est peu précise car les pertes varient de façon exponentielle le long de la ligne. La dernière méthode a été la mise en place d'une mesure par thermocouple Platine-tungstène. La transition en platine permettant de relier l'hélice avec le prolongateur a été utilisée pour fabriquer d'un thermocouple. Cette méthode donne la température en un seul point.

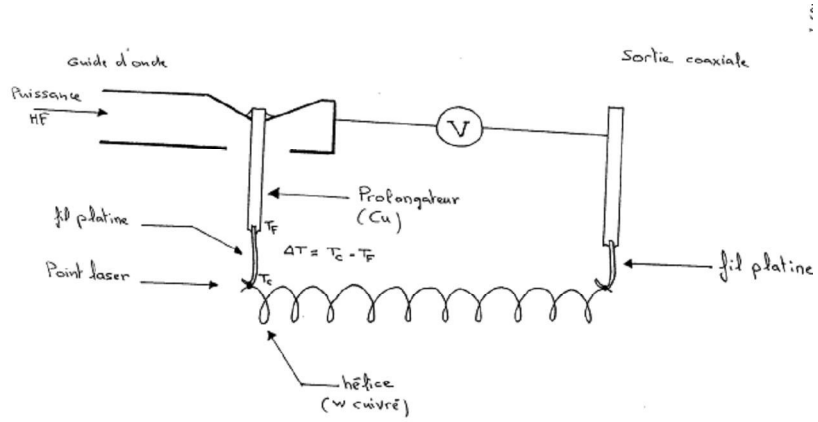


Figure II-36 : Schéma de la mesure par effet thermocouple

L'auteur trouve que la température de l'hélice reste toujours inférieure à la limite acceptable mais des différences notables persistent entre les différentes mesures. La dernière méthode qui consiste à créer un thermocouple donne une élévation de température de 150°C entre la connexion de l'hélice et du prolongateur et la plaque de base, lors qu'elle est d'environ 85°C avec la méthode par chauffage hyperfréquence.

La mesure par chauffage continu donne une impédance thermique linéique de 60 K.mm/W alors que la mesure par hyperfréquence donne une valeur de 25 K.mm/W. Une différence d'environ 42% est remarquée entre un chauffage par courant continu et par onde HF. L'auteur suppose qu'il peut exister des pertes significatives sur les montants qui sont négligés jusqu'à ce jour. Nous tenterons d'analyser ce point durant la thèse.

Dans les nouveaux laboratoires étudiant ce problème, nous pouvons citer une **institution indienne** [113] qui ont eu une approche plus large. Ils ont étudié le comportement thermomécanique de la connexion de sortie avec l'hélice. Les pertes ont été fournies par un logiciel SUNRAY-1D LSM [114] montrant que la totalité des pertes se produit sur les 15 derniers mm de la ligne.

Nous pouvons finir cette partie en citant les travaux **L. Yao et al** [115] qui ont proposé une étude afin de quantifier la perte de l'impédance de couplage avec l'augmentation de la température. Il a été montré que la dilatation thermique fait diminuer le couplage. Le modèle a été réalisé sous Ansys et les pertes étudiées sous MAFIA. Dans cette étude, il n'est pas question d'amélioration des interfaces mais simplement de voir l'influence d'une augmentation trop élevée de la température.

Auteur	Paramètres identifiés	Méthode	Conclusion	Remarque
Laboratoire scientifique Raytheon company [99]	- Utilisation du diamant - Comparaison des différentes méthodes d'assemblages	- Modèle 1D spécifique - Mesure de RTC par Caveney et al (labo sud-africain) • Diamant/métal = **0,88E-6 m².K/W** à 1,96 MPa • BeO/métal = **4,56E-6 m².K/W** à 1,96 MPa - Etude expérimentale : Il a été investigué trois configurations. L'une collé qui n'a pas abouti car il y a un dégazage sous vide. Une autre qui est le brasage, la meilleure mais difficile de mettre en œuvre. Et la dernière qui est le frettage à chaud.	- Une configuration avec du diamant comprimé correspond à une configuration brasée - Une RTC de **0,9E-6 m².K/W** pour un contact diamant/métal a été trouvé à Raytheon - l'utilisation du diamant diminue de 2 la résistance thermique qu'avec du BeO	Les résistances thermiques de contact sont très faibles malgré peu de pression. Ces résultats sont à vérifier.
Laboratoire Hughes Aircraft [100]	- Utilisation de diamant pour tube millimétrique (40 GHz-500Ghz), comparaison, - Résistance thermique de contact - Conductivité thermique - Pression d'interface	- La métallisation pour le brasage augmente les pertes RF. Etude d'une configuration frettée - Mesure par Infrarouge. Il a été observé l'importance de l'état de surface (rugueuses ou polie) • BeO/W = **5,71E-6 m².K/W** à 157MPa • APBN/W = **6,25E-6 m².K/W** à 68MPa • W/Cu = **1,07E-6 m².K/W** à 142MPa • Diamant/W = **2,20E-6 m².K/W** à 160MPa - Un modèle d'identification de λ est mis au point. - Modèle mécanique - Etude expérimentale	- La compression à froid procure de mauvais contact. - La meilleure configuration est une surface polie avec une surface rugueuse sauf pour le diamant	Nous trouvons une RTC supérieure à la ref. précédente alors que la pression est beaucoup plus élevée.
Varian Associates Microwave tube division [102]	- Réduction des pertes RF - Comparaison des méthodes d'assemblages	- Perte moins importante avec des montants en BeO qu'avec du BN. Elle passe de **0,055dB/mm** à **0,051dB/mm** pour les config. serties. Elles sont de **0,063dB/mm** pour une géométrie frettée. - Le brasage de montant en diamant avec une hélice en cuivre permet de réduire d'un rapport 10 l'augmentation de la température par rapport à du BN/W - Modèle analytique : l'importance d'optimiser les surfaces de contact.	- Cette amélioration semble très importante, elle est à vérifier avec le modèle qui sera développé dans cette thèse.	Modèle analytique simplifié, un modèle plus complet permettrai une meilleure maniabilité.

R. Crivello et R. W. Grow [103]	- Résistance thermique	- Modèle analytique : Méthode des séparations de variables. Pour une puissance de 7,9W/mm, l'élévation de température passe de 60° à 3°C lorsque le matériau du fourreau passe du cuivre à du Fer. - Etude expérimentale : Mesure DC* avec refroidissement par convection naturelle.	- Cette opération a été effectuée à TED mais il s'avère que le cuivre ne permet pas d'obtenir de bon contact. - Les auteurs trouvent une correspondance des courbes pour les faibles puissances.	Modèle analytique complet avec une configuration différente de la notre. Nous utiliserons la même approche.
Lewis research center pour Hughes aircraft company	- Utilisation du diamant et comparaison - Pertes RF - Résistance thermique (Rth)	- Etude thermomécanique d'une ligne de transmission, méthode d'assemblage d'une ligne avec diamant. - Perte à froid à 20 GHz : • Diamant = **0,079 dB/mm** • BeO = **0,059 dB/mm** Pour une puissance de 1,57 W/mm, nous avons une RT : • **89 mm.K/W** pour du **BeO fretté à chaud**, • **44 mm.K/W** pour du diamant avec une enveloppe en cuivre • **25 mm.K/W** pour du diamant avec une enveloppe en GlidCop.	- Validation de l'utilisation du diamant. '- Risque de contamination lors de la chauffe donc sertissage. - Les pertes RF sont moins importantes avec l'utilisation du BeO. - L'utilisation du GlidCop diminue la température d'hélice en augmentant la pression de contact. - L'utilisation du diamant fait diminuer d'un rapport 2 la RT.	Les pertes avec du BeO sont de 0,059 dB/mm contre 0,063 dB/mm (varian associates [102]) Ce résultat confirme la conclusion de Raytheon [99] sur l'utilisation du diamant
J.P Calame et D. K. Abe [106]	- Résistance thermique (Rth) - Résistance thermique de contact (Autre laboratoire)	- Modèle simplifié pour identifier la RT (différences finies) - Mesures effectuées par un autre laboratoire (aucun renseignement sur la mesure) • BeO/W sertissage = **2,8E-6 m².K/W** à 136MPa • APBN/Wcu = 3**,6E-6 m².K/W** à 68MPa • W/diamant = **1,20E-6 m².K/W** à 136MPa	- La config. la plus défavorable est avec de APBN. Le BeO réduit de 17% la RT et le diamant de 57%. - Le passage d'une config. Sertie à une brasée fait diminuer la RT de 40%.	Dans cette article, nous trouvons une RTC meilleure que dans les autre ref.

Peter J. Rocci pour Air force office of scientific reseach center [108], [109], [111]	- Etude de la fissuration de l'hélice et du montant lors de l'assemblage	- Méthode numérique avec NISA (Numerically Intergreated Elements for System Analysis) - Expérience	- Pas de fissures, si elles ne sont pas préexistantes pour un assemblage W/BeO/Fer. - Le process d'assemblage n'a pas été simulé.	
Y.Han et al [108], [109], [110]	- Résistance thermique (Rth)	- <u>Etude expérimentale</u> : Mesure DC avec refroidissement par convection naturelle. La calibration de l'hélice est effectuée dans un four sous azote allant de 20°C à 600°C. Cette calibration permet d'obtenir la température moyenne de l'hélice en fonction de sa résistance électrique. - Comparaison des types d'assemblage (sertissage, frettage à chaud, insertion à chaud)	- Une couche de cuivre dans l'interface hélice/montant améliore le transfert. - L'insertion à chaud procure une meilleure RT que le frettage avec une frette.	Calibration de l'hélice en fonction de la résistance électrique plus performante que les autres publications. Dans la thèse, nous effectuerons un calibration durant l'étuvage. Ce qui nous permettra d'avoir une meilleure calibration.
Y.Han et al [111]	- Résistance thermique de contact (Autre laboratoire) - Modèle numérique	- Modèle simplifié de RTC (Rapport de conductivité thermique) • BeO/W = **5,1E-6 m².K/W** • BeO/Wcu = 0**,66E-6 m².K/W** • APBN/W = **1,11E-5 m².K/W** • Montant/fourreau = **7,19E-6 m².K/W** - <u>Modèle thermique simplifié</u> sous Ansys	- Les RTC ne prennent pas en compte la pression - Le modèle ne prend pas en compte le process d'assemblage	

Auteur	Paramètres identifiés	Méthode	Conclusion	Remarque
F. Andre [112]	- Résistance thermique	- Etude expérimentale : • Mesure DC* avec refroidissement par convection naturelle et une plaque de base froide. (Configuration de fonctionnement). La calibration est effectuée directement sur le tube en chauffant la plaque de base, • Essai de transmission (Mesure RF) : Modèle trop peu précis car une forte inconnue sur les pertes. Cet essai permet de vérifier si la puissance RF passe sans dégrader la ligne. • Utilisation de la liaison entre l'hélice et le prolongateur pour créer un thermocouple. Compliquée à mettre en œuvre	- **Rth = 60 mm.K/W** - **Rth = 25 mm.K/W** (l'hypothèse fournie par l'auteur pour expliquer la différence entre les 2 méthodes et la présence de pertes significatives sur les montants. - L'échauffement est de 150°C alors que la mesure RF donne un échauffement de 85°C. Mais cette mesure donne une température moyenne sur la fin de ligne	Au cours de cette thèse, nous reprendrons un essai afin d'essayer d'éclaircir ce point.
Institution indienne	- Pertes RF - Déformation de la sortie de la ligne	- Méthode numérique de pertes. Logiciel développé SUNRAY-1D LSM. - Etude thermomécanique de la fin de ligne	- La totalité des pertes se produit sur les 15 derniers mm de ligne.	A TED, on suppose que 80% des pertes se produisent sur les 15 derniers mm,
L. Yao et al [115]	- Dilatation thermique et RF	- Modèle numérique	- Les dilatations thermiques diminuent le couplage.	

Tableau 6 : Synthèse bibliographique sur les TOPs

Conclusion

Nous avons pu voir toute la complexité du sujet à la lumière de cette revue bibliographie. La problématique est la même pour tous les auteurs. En effet, il est question dans les travaux effectués d'étudier le transfert thermique dans les lignes de transmission afin d'augmenter la puissance de sortie. La contrainte majeure est la limitation de la température de l'hélice. Cette étude devra nous permettre d'atteindre l'objectif fixé qui est de limiter la différence de température entre l'hélice et le fourreau à environ 200°C avec une plaque de base à 100°C. La température maximale théorique admissible de l'hélice est de 300.

Le transfert thermique est étudié par l'intermédiaire de la résistance thermique. Une ligne de transmission est composée d'une succession de résistances thermiques de parois (avec des macro-constrictions) séparées par des résistances de contact. La complexité de la RTC constitue un sujet à part entière. Il en résulte qu'une mesure de ce paramètre reste indispensable afin de quantifier son poids réel sur la résistance globale. Nous proposerons dans ce travail de thèse d'estimer le poids des RTC sur la résistance globale, ce qui n'a pas été réalisé dans les travaux antérieurs.
Les quelques mesures de RTC effectuées par certains auteurs montrent une forte dispersion des valeurs. Néanmoins, nous pouvons noter que la RTC reste comprise entre 10E-5 m².K/W et 10E-6 m².K/W. Il est difficile d'obtenir une mesure comparative entre les différents auteurs car en effet, la RTC dépend de nombreux paramètres.
Afin d'effectuer une étude complète d'une ligne de transmission, il semble indispensable de mettre en place une mesure expérimentale des RTC. En tenant particulièrement compte de l'état de surfaces des éléments étudiés (hélice, montant...) et des éprouvettes utilisées pour les essais. En effet, il faut s'assurer d'avoir les mêmes états de surfaces.

La mise en place d'une mesure de RTC nous permettra dans un premier temps de comparer les valeurs puis de poursuivre l'étude en étudiant les autres types de contacts.

Concernant l'étude des lignes de transmission, la majorité des auteurs ont cherché à comparer les configurations entre elles en proposant des modèles analytiques plus ou moins complexes. Il est fortement indiqué l'importance des interfaces thermiques pour la bonne prédiction de l'efficacité thermique du dispositif. Les auteurs ont examiné l'influence du type d'assemblage et de différentes configurations. Ils en ont conclu que l'utilisation de montant en diamant diminuait d'un facteur deux la résistance par rapport à l'utilisation de montants en BeO. Les configurations brasées améliorent d'environs 40% la résistance thermique par rapport à une configuration sertie. Le meilleur compromis reste l'assemblage par frettage à chaud.

Dans cette thèse, nous développerons un modèle analytique qui nous permettra de comparer les différentes configurations entre elles. Nous pourrons ainsi réaliser des études paramétriques sur les différents éléments (hélice, montant et fourreau).
Ce modèle sera validé expérimentalement. Les auteurs ont proposé différentes méthodes. Le chauffage par effet joule est la plus courant, nous reprendrons cette méthode en opérant quelques modifications. Nous proposerons également de mettre directement un thermocouple sur l'hélice. Il sera également envisagé d'investiguer des nouvelles méthodes plus rapides à mettre en place et moins coûteuses. L'originalité que nous proposerons est l'utilisation d'une caméra thermique avec une instrumentation directe de l'hélice.

Plus récemment, compte tenu des puissances des calculateurs disponibles aujourd'hui, quelques laboratoires proposent une simulation numérique.

Jusqu'à ce jour, aucune simulation thermomécanique représentant une ligne de transmission ou un collecteur n'a été effectuée à notre connaissance. Nous proposerons un modèle mécanique dans ce rapport de thèse. Ceci implique une caractérisation précise des propriétés matériaux. Dans la première partie de la bibliographie, nous avons pu voir la discontinuité de la pression de contact entre un contact sphère/plan. En effet, la pression n'est pas uniforme sur toute la surface de contact.

Les collecteurs

Nous étudierons également les collecteurs frettés dans cette thèse. Aucune publication n'a été trouvée sur ce sujet. L'unique étude sensiblement voisine de la nôtre a été réalisée par **F. Sterzer** [116] où il est question d'examiner un collecteur à dépression afin d'augmenter le rendement du tube. Les contraintes dimensionnelles sont moins restrictives dans les collecteurs que dans lignes de transmissions. Ce qui peut expliquer l'intérêt moins prononcé.

Dans ce mémoire, nous étudierons les collecteurs de la même manière que les lignes de transmission. Nous proposerons un modèle analytique validé par une expérience. Nous étudierons également les résistances de contact liées à ce problème.

Chapitre III :

Caractérisation thermomécanique

Dans ce chapitre, nous présentons des modèles et des expériences développés dans le cadre de la thèse pour les besoins de l'étude des TOP.

Un modèle analytique complet a d'abord été élaboré pour l'étude thermique d'une ligne de transmission et d'un collecteur. L'impédance thermique de chaque composant (hélice, montant, fourreau et rondin) est calculée séparément. Ces impédances sont additionnées entre elles et complétées par les RTC pour déterminer l'impédance totale du tube. Un dispositif expérimental a été mis au point pour mesurer la RTC en fonction du couple de matériaux, de la pression de serrage et de la température. Par ailleurs, nous proposons un modèle analytique mécanique afin de trouver la pression d'interface en fonction de la déformation du cuivre. Un modèle numérique du process d'assemblage est également développé pour une ligne et pour un collecteur. Nous validons ce modèle par des comparaisons à des coupes métallographiques.

Pour disposer de mesures fiables, nous avons procédé à la caractérisation des propriétés des matériaux utilisés.

Chapitre III : Caractérisation thermomécanique

III.1 Introduction

Ce travail de thèse a pour but de fournir un modèle du processus d'assemblage permettant une meilleure compréhension du transfert thermique dans les TOP. Il permet également une assistance aux ingénieurs développeurs.

Comme nous l'avons vu précédemment, les lignes de transmissions et les collecteurs sont assemblés par frettage et insertion à chaud. Ceci provoque des contacts entre les différentes pièces. Aucune information n'est disponible dans la littérature sur ces aspects, tant sur le plan mécanique que thermique.

La démarche choisie a été d'étudier l'aspect mécanique et l'aspect thermique séparément.

Aspect mécanique : Nous cherchons à identifier la surface de contact et la pression de contact résultant du process d'assemblage. Pour cela, nous étudions analytiquement le comportement élasto-plastique du revêtement. Cette étape permet également d'étudier les caractéristiques mécaniques du cuivre déposé.

Une méthode plus maniable et plus complète est l'utilisation d'un modèle éléments finis. Ce modèle nécessite une vérification expérimentale avec les coupes métallographiques.
Ces deux méthodes nécessitent une bonne connaissance des propriétés des matériaux.

Aspect thermique : Afin d'éliminer l'inconnue restante, qui est la RTC, une étude expérimentale a été entreprise. Nous avons conçu et réalisé un montage adéquat (contrôle de la pression et de température) et réalisé des mesures.

III.2 Détermination des propriétés des matériaux

Tout modèle numérique nécessite une connaissance précise des données physiques utilisées pour sa mise en œuvre. Le résultat final dépend fortement de ces données. Une étude des matériaux est effectuée dans nos travaux. Il convient de souligner que peu de données sont disponibles dans la littérature pour nos matériaux, sinon à la température ambiante 20°C et dans le domaine élastique. Dans le cas de notre étude, l'influence de la température et des déformations plastiques est d'une grande importance. Pour la plupart de nos matériaux, la conductivité dépend également de la température.

En effet, comme nous l'avons vu dans la partie I.3, le processus d'assemblage consiste à monter en température pour revenir à la température ambiante. Les déformations qui en résultent sont fortement impactées par ces non-linéarités.

Les caractéristiques des matériaux peuvent être obtenues par différentes voies: (i) des logiciels comme Matweb (ou technique de l'ingénieur) et MPDB, (ii) des données du fournisseur, (iii) des données fournies dans des articles scientifiques ou dans des ouvrages. Cependant, ces données contradictoires peuvent être trouvées, il faut les prendre avec soin en fonction de différents paramètres qui sont l'obtention de la matière première, la méthode pour obtenir le métal puis la fabrication de la pièce avec les traitements chimiques et thermiques subis.

La liste des matériaux utilisés pour les lignes de transmissions et des collecteurs est détaillée dans les tableaux 7 et 8. Il est également mentionné la méthode d'identification des propriétés (propriétés extraites de la bibliographie, ou mesurées).

	Ligne de transmission		
	Matériau	Etude	Type
Hélice	Molybdène dopé en Lanthane (MolaO)	Comportement élasto-plastique	Essai traction
	Tungstène (W)	Comportement élasto-plastique	Flexion 3 points Essai traction
Dépôt	Cuivre	Comportement élasto-plastique	dispositif expérimental et mico-dureté
Montant	Nitrure de bore anisotrope (APBN)	Influence de l'axe	Méthode de vibration. Flexion trois points
	Oxyde de beryllium (BeO)	Bibliographie	
	Diamant	Bibliographie	
Entretoise	CuproNickel 44 (CuNi44)	Bibliographie	
	Acier Inoxydable	Bibliographie	
Masse Polaire	Acier étanche	Bibliographie	

Tableau 7 : Matériaux pour les lignes de transmissions.

	Collecteur		
	Matériau	Etude	Type
Electrode	Cuivre recuit (CuC2)	Bibliographie	
Isolant	Alumine	Bibliographie	
	ALN	Bibliographie	
	BeO	Bibliographie	
Enceinte	Cuivre recuit (CuC2)	Bibliographie	
	Acier Inoxydable - CuC2	Bibliographie	

Tableau 8 : Matériaux pour les collecteurs

Les données des matériaux, extraites de la bibliographie, se trouvent dans l'Annexe 1. Une étude comparative est effectuée avant de prendre les informations. Nous pouvons y trouver les propriétés thermiques et mécaniques sous forme de tableau en fonction de la température.

III.2.1 Hélice

Lors de la description du tube, nous avons détaillé le processus d'assemblage des hélices. Nous avons vu que les hélices peuvent être en tungstène ou en molybdène dopé à l'oxyde de lanthane. Vu l'importance du comportement de l'hélice dans l'assemblage des lignes, nous avons étudié précisément cet élément. Les propriétés sont fortement liées à l'histoire de la matière et à sa nature. Il en résulte qu'une étude expérimentale sur les fils finis (donc dans l'état final après les nombreux traitements chimiques et thermiques) doit être

effectuée afin d'avoir les propriétés réelles de nos fils d'hélices avant montage. Pour cela des mesures expérimentales ont été réalisées par différents instituts. En effet, il n'est pas courant de déterminer les propriétés sur des fils de cette dimension et de plus en fonction de la température, il est donc très difficile d'obtenir des informations sur leur comportement mécanique dans la littérature. Il faut un système d'attache approprié pour tenir le fil sans provoquer des faiblesses et un environnement contrôlé afin d'éviter l'oxydation en température.

Fil en tungstène

Le fil de tungstène utilisé dans les TOPs est obtenu par laminage. La section rectangulaire est obtenue à partir d'une section circulaire. A Thales Electron Devices, nous recevons les fils en bandes déjà laminés. Ce fil est bobiné pour en faire une hélice. Différents essais ont été entrepris afin d'obtenir un résultat satisfaisant. La méthode la plus fiable de caractérisation a été l'essai de traction. La difficulté est d'avoir un système d'attache évitant le glissement.

L'essai de traction consiste à soumettre une éprouvette normalisée à un effort de traction et généralement jusqu'à sa rupture. Nous avons fait réaliser des essais de traction au centre d'essai de Plansee en Autriche qui peut effectuer des mesures sur des fils fins et en fonction de la température. Une longueur minimale assez importante est nécessaire pour effectuer l'essai. Ces essais consistent à enrouler le fil autour d'un mandrin de chaque extrémité pour le stabiliser. Les mesures ont été effectuées à température ambiante, à 200°C et 400°C. Pour une vérification de reproductibilité et de répétabilité, les mesures ont été réalisées 5 fois chacune. Lors de l'essai, sont enregistrés simultanément les efforts (F) en Newtons et les allongements (L-Lo).
Les courbes fournies par Plansee représentent la contrainte conventionnelle en fonction du pourcentage d'allongement.

Déroulement de l'essai :

Une pré-charge de 20N est appliquée afin de s'assurer qu'il n'y a pas de jeu. Ensuite la charge est augmentée progressivement à une vitesse de 5mm/min. L'allongement et la force appliquée sont relevés à chaque instant t.

A partir de ces points de mesures, nous les convertissons en courbe de déformation et contrainte. Dans un premier temps, elles peuvent être converties en courbes conventionnelles.

$$\varepsilon_{ing} = \frac{\Delta L}{L_0} \qquad \textbf{[III-1]}$$

L_0 représente la distance du repère.
Dans notre cas, elle est de 200mm.
ΔL est l'allongement.

$$\sigma_{ing} = \frac{F}{S_0} \qquad \textbf{[III-2]}$$

F est la force appliquée en Newton.
S_0 représente la section de l'éprouvette. Le fil étudié à une épaisseur de 0.1mm pour une largeur de 0.2mm

La courbe conventionnelle suffit pour la plupart des applications dans le domaine élastique. Mais si l'on s'intéresse de manière fine aux phénomènes aux grandes déformations, il faut tenir compte de la modification des dimensions de l'éprouvette. Pour le logiciel Ansys, il faut introduire la courbe rationnelle.

$$\varepsilon_{vraie} = Ln\left(1 + \frac{\Delta L}{L_0}\right) \quad \textbf{[III-3]}$$

L_0 représente la distance du repère.
Dans notre cas, elle est de 200mm.
ΔL est l'allongement.

$$\sigma_{vraie} = \frac{F}{S} \quad \textbf{[III-4]}$$

F est la force appliquée en Newton.
S représente la section de l'éprouvette à l'instant considéré. Le fil étudié à une épaisseur de 0.1mm pour une largeur de 0.2mm. $S = S_0 \cdot \left(\frac{L_0}{\Delta L + L_0}\right)$

Nous récupérons les courbes brutes à partir desquelles nous tirons la contrainte vraie et la déformation vraie afin de les introduire dans le logiciel Ansys pour des calculs mécaniques fortement non-linéaires.
Lors de cette étape nous remarquons un module de Young faible dû à une mesure du déplacement peu précise. En effet, nous mesurons deux résistances en série, celle du fil et celle de la traverse machine. La mesure de la traverse machine n'a pas été effectuée. Nous décalons donc la courbe afin de l'obtenir avec le module de Young disponible dans la littérature. Nous recalculons la déformation en tenant compte du module de Young avec la formule suivante :

$$\varepsilon_{recalé} = \frac{\sigma_{mesurée}}{E_{théorique}} + \left(\varepsilon_{totale} - \frac{\sigma_{mesurée}}{E}\right) \quad \textbf{[III-5]}$$

Pour exemple, nous montrons (Figure III-1) une courbe de déformation contrainte rationnelle avec la courbe correspondante au module de Young théorique. La même figure présente les mesures effectuées à 20°C, 200°C et 400°C (Figure III-2).

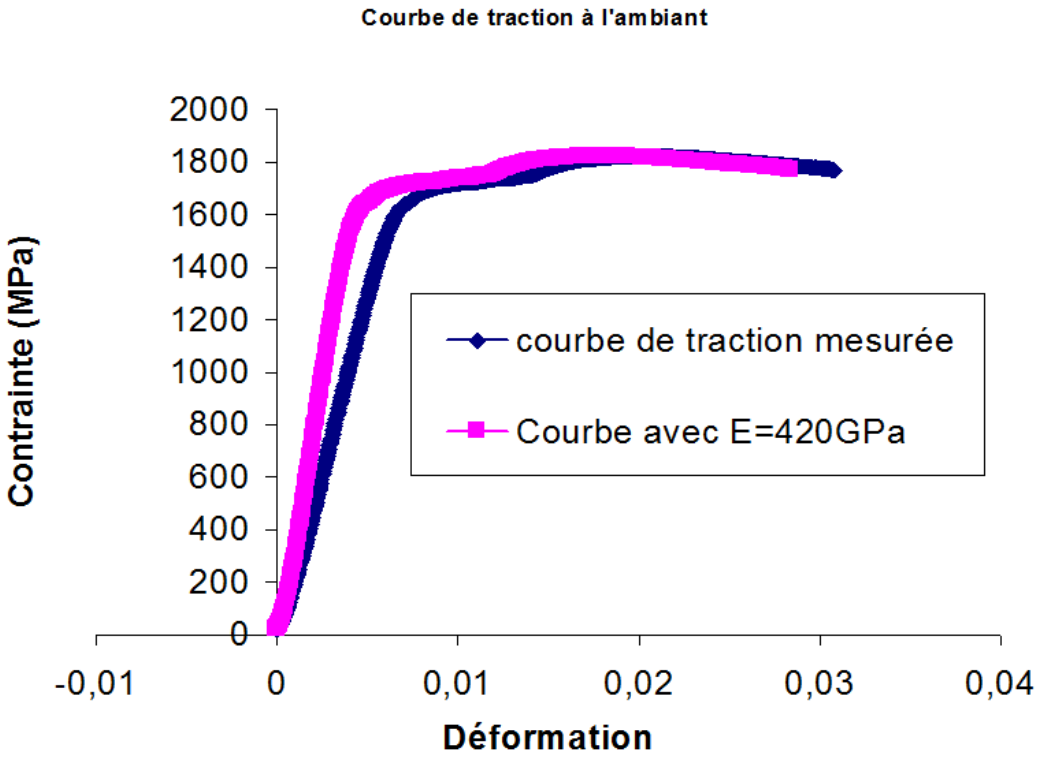


Figure III-1 : Réajustement de la courbe de traction

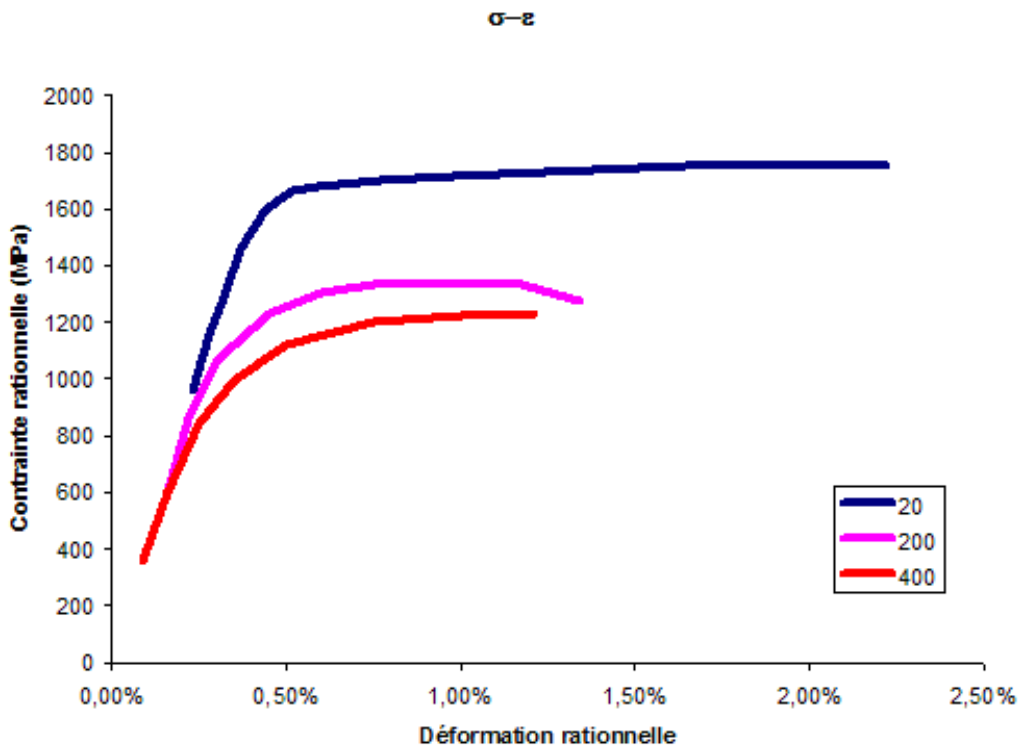


Figure III-2 : Courbe de traction pour fil en tungstène

Fil en Molybdène

Des essais de traction ont été effectués sur les fils en MolaO. Les courbes déformations/contraintes sont disponibles à des températures de 20°C, 200°C, 400°C et 600°C. Les courbes déformations/Contrainte ingénieurs sont fournies. Le module de Young à la température ambiante est mesuré. Nous pouvons voir les courbes de tractions aux différentes températures sur la Figure III-3.

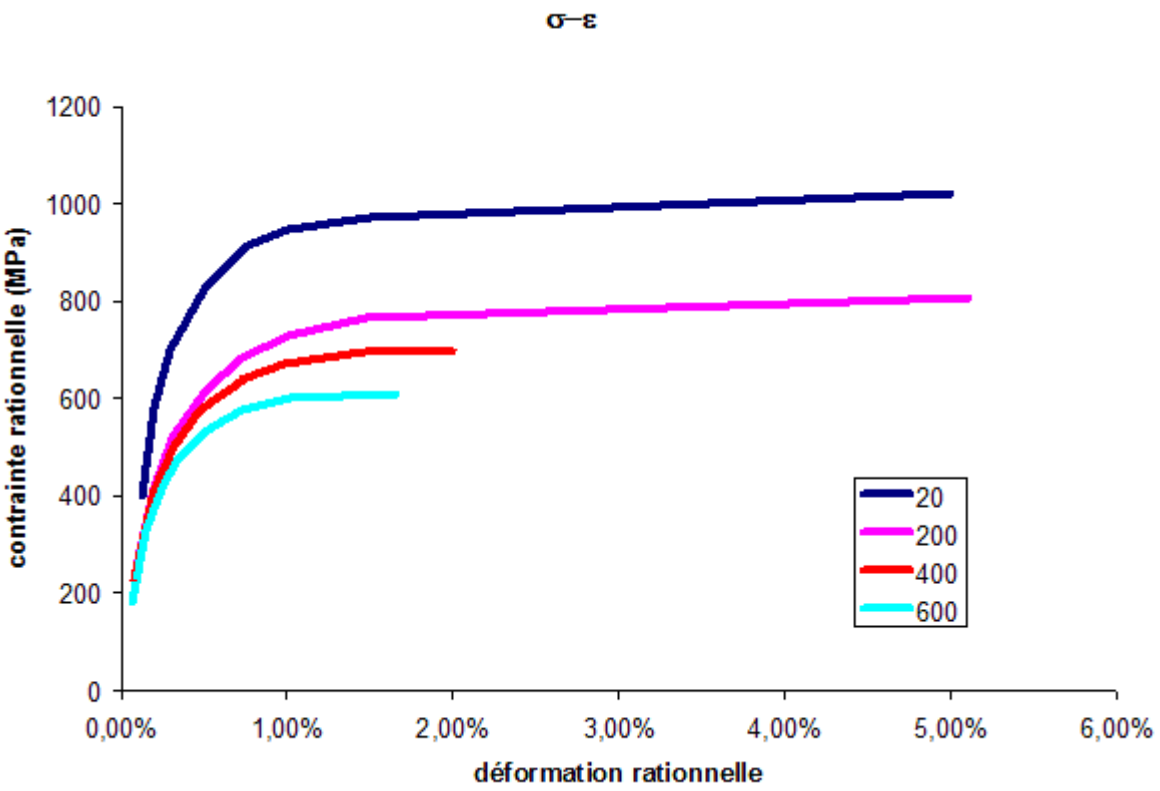


Figure III-3 : Courbe de traction en fil de molybdène

III.2.2 Méthode d'identification des propriétés du revêtement.

Dans les lignes de transmission, une bonne partie des hélices présente un cuivrage de leurs surfaces. L'objectif premier de ce cuivrage est de réduire les pertes par effet joule. En effet, la résistance électrique du cuivre (1.57µOhm.cm) est plus de trois fois inférieure à celle du tungstène (5.5 µOhm.cm) et du molybdène (5.7 µOhm.cm). L'épaisseur de cette couche peut varier d'une configuration à l'autre. Le second objectif est d'augmenter la surface de contact entre l'hélice et le montant. Le cuivre est capable d'une déformation plastique importante selon sa dureté (jusqu'à 50%). Donc lors du frettage, il comble une partie de l'espace entre les aspérités, la résistance interstitielle devient alors négligeable. La résistance due à la micro-constriction diminue également car la surface est plus grande.
Afin de simuler la déformation du cuivre, qui est fortement plastique, il faut disposer des données précises sur ses propriétés mécaniques. De plus, ces propriétés devront être trouvées en fonction de l'épaisseur et de la température afin de pouvoir noter l'influence de ces paramètres. Dans la partie I.3 relatant le processus de fabrication, nous avons pu voir la méthode employée au sein de Thales Electron Devices (TED) pour déposer le cuivre. Nous allons tenter dans cette partie d'identifier les propriétés du cuivre ainsi que la déformation en fonction de la charge.

Le cuivre est déposé électrolytiquement sur l'hélice, ce qui consiste à attacher l'élément à cuivrer sur un support conducteur. Un courant est injecté sur le support et circule dans l'élément à cuivrer. Le support est plongé dans une solution électrolyte pendant un temps donné. Le principe de l'électrolyse est schématisé dans la Figure III-4.

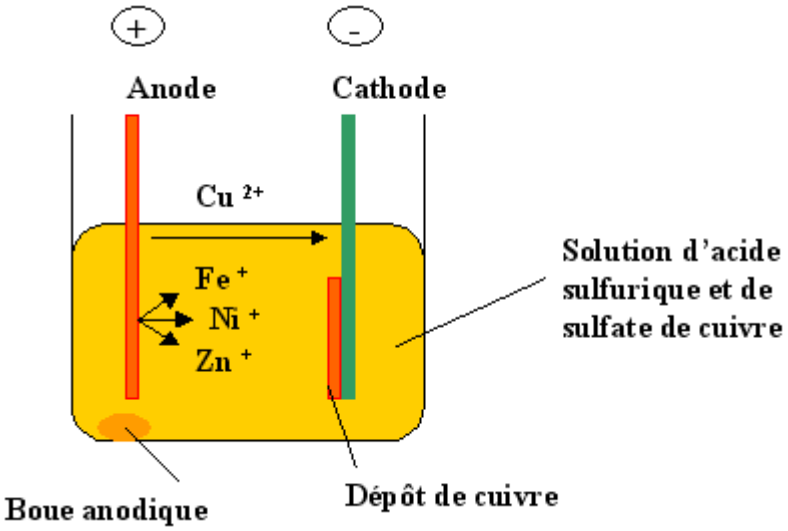


Figure III-4 : Principe de l'électrolyse

Compte tenu des traitements thermiques subis par le cuivre électro-déposé, le cuivre est supposé être à l'état recuit. Cette étude nous permettra de valider ce point et ainsi de vérifier la qualité du recuit. De plus, elle permettra de diminuer l'erreur du modèle.

Dans cette partie, nous cherchons à définir la surface de contact et la pénétration dans le cuivre en fonction de la charge appliquée. Un modèle élasto-plastique est proposé et confronté à des mesures expérimentales. Nous étudions l'influence de l'épaisseur et de la température. Nous complétons par un modèle numérique 2D axisymétrique à l'aide du

logiciel Ansys afin d'avoir une source supplémentaire et d'observer s'il y a des déformations plastiques dans le substrat. Le modèle analytique ne tient pas compte de ces éventuelles déformations.

III.2.2.1 Etude analytique du comportement élasto-plastique de la couche de cuivre

Nous avons pu étudier de nombreux travaux effectués sur la prédiction d'un comportement élasto-plastique d'une couche mince dans la partie bibliographique. Nous nous intéresserons plus particulièrement à un dépôt électrolytique. Nous nous inspirons des travaux réalisés par **Da Silva Botelho et al** [118], [119], qui mettent en place un modèle d'identification en utilisant un contact sphère/plan représentant le contact d'une aspérité isolée appartenant à une surface rugueuse [51].

III.2.2.1.1 Modèle plan revêtu / sphère

Le contact entre deux billes peut être traité comme un contact hertzien. On se place en **déformation axisymétrique** (plan r-z) et on prend les hypothèses suivantes :

- Principe des surfaces sommes : Le contact est géométriquement équivalent à celui d'une sphère élastique en contact avec un espace semi-infini élastique revêtu d'un métal élasto-plastique dans la mesure où l'épaisseur du revêtement du modèle équivalent est la somme des revêtements des deux sphères initiales et le rayon de la sphère équivalente est défini par: $\frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_{c1}} + \frac{1}{R_{c2}}$ (où R_{c1} et R_{c2} sont les rayons des sphères initiales Figure III-5).
- La **sphère équivalente** et l'espace semi-infini adoptent un comportement **élastique pur**.
- Le **revêtement** adopte un comportement **élastique puis élasto-plastique** à écrouissage cinématique linéaire. Notons que l'aspect cinématique n'est important que si le chargement est cyclique.
- Le mouvement du corps rigide, δ_0, est petit devant le rayon de la sphère équivalente.
- On suppose un contact sans frottement.
- On a un chargement normal uniquement.

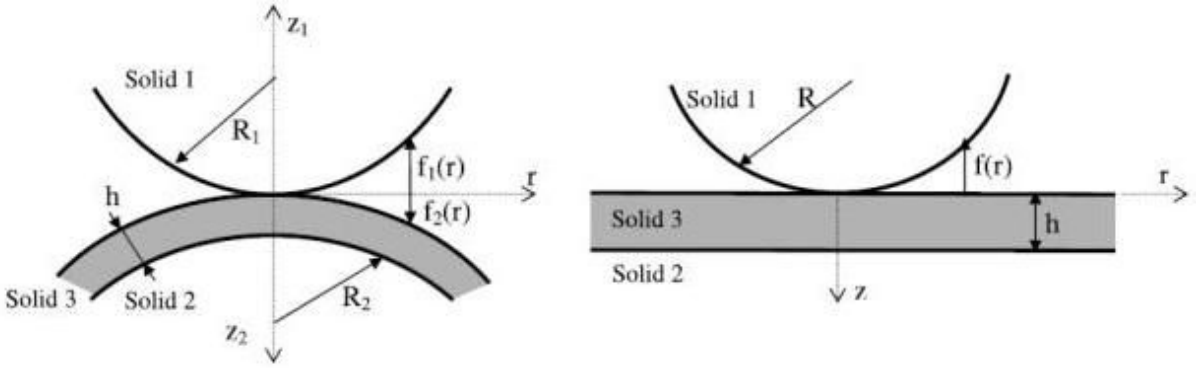


Figure III-5 : Equivalence géométrique des contacts

Cette modélisation permettra de déterminer le rayon de contact (a) pour un effort donné (W_N) ainsi que la répartition de pression de contact correspondante, σ_{zz} (r). Nous nous

intéresserons uniquement au cas de figure où le revêtement est solidaire de son substrat (dépôt électrolytique). On parlera de modèle collé. Il faut donc s'intéresser aux conditions d'interfaces.

III.2.2.1.2 Conditions d'interface

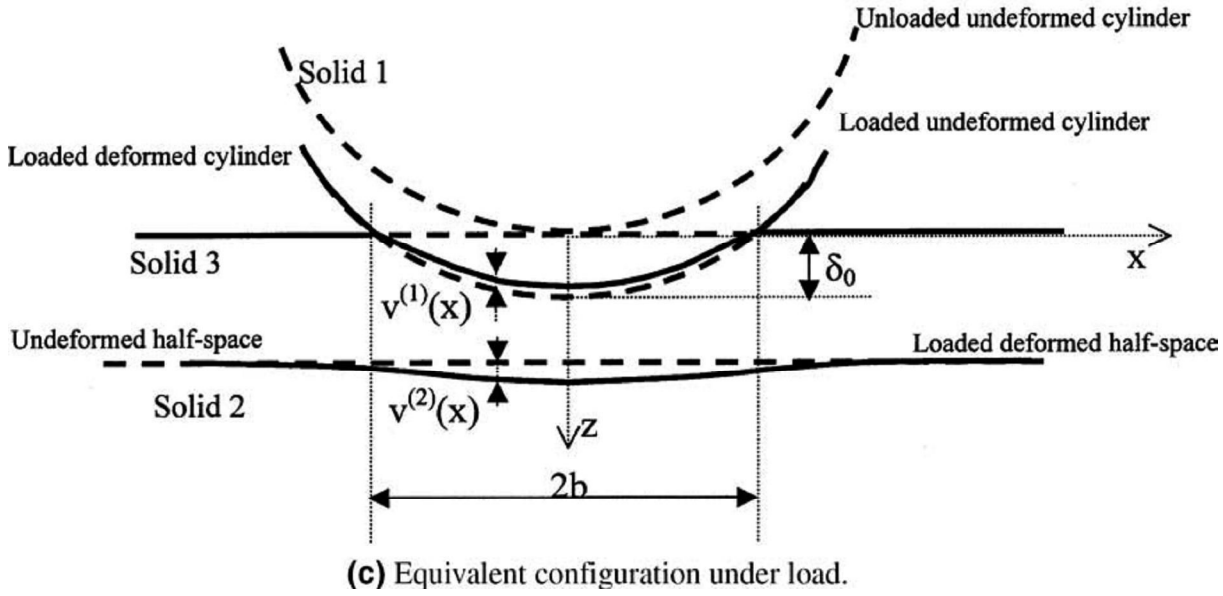
Dans notre cas d'étude, il y a continuité des déformations à l'interface. Nous avons une relation entre la déformation et la contrainte axiale de la forme $\varepsilon_{zz} = \frac{1}{E_{Ie}}\sigma_{zz}(r)$ avec:

$$E_{Ie} = E_{I3}\left[1 - 2\nu_3 \frac{\frac{\nu_3}{E_{I3}} - \frac{\nu_2}{E_{I2}}}{\frac{1-\nu_3}{E_{I3}} - \frac{1-\nu_2}{E_{I2}}}\right]^{-1} \quad \textbf{[III-6]}$$

où E est le module de Young et ν le coefficient de poisson.

III.2.2.1.3 Equation géométrique de la déformée

La variation d'épaisseur du revêtement en tout point du contact, Δh(r), est le résultat du mouvement de corps rigide de la sphère, δ_0, corrigé de sa forme, f(r), et de la déformation élastique cumulée de la sphère et du substrat, ν(r). Nous pouvons le voir schématiquement sur la Figure III-6.



(c) Equivalent configuration under load.

Figure III-6 : Géométrie du contact sphère/ plan revêtu

$$\Delta h(r) = \delta_0 - f(r) - \nu_a(r) \quad \textbf{[III-7]}$$

L'écriture des différents termes de la relation **[III-7]** permet d'aboutir, d'après Johnson [51] à :

$$\frac{h}{E_{Ie}}\sigma_{zz}^{(3)}(r)=\delta_0-\frac{r^2}{2R_c}-K_{\sigma_0}\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\int_{\xi_A}^{\xi_N}\sigma_{zz}^{(3)}(\xi,\varphi)d\xi d\varphi+C \qquad \textbf{[III-8]}$$

$$\text{Avec } K_{\sigma_0}=\left(\frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2}\right)$$

δ_0 et C étant des constantes, leur somme l'est aussi. On définit alors la constante C1 de sorte que $\delta_0+C=\frac{a^2}{2R_c}+C_1$. L'équation **[III-8]** devient alors

$$\frac{1}{E_{Ie}}\sigma_{zz}^{(3)}(r)=\frac{a^2}{2R_ch}\left[1-\left(\frac{r}{a}\right)^2\right]-\frac{K_{\sigma_0}}{h}\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\int_{\xi_A}^{\xi_N}\sigma_{zz}^{(3)}(\xi,\varphi)d\xi d\varphi+C_1 \qquad \textbf{[III-9]}$$

$$\text{Avec } C_1=\frac{C}{h}.$$

III.2.2.1.4 Résolution en élasticité

En élasticité, la combinaison de la loi de Hooke et des conditions d'interface donne une relation entre la déformation axiale et la contrainte axiale. De plus, nous rappelons l'hypothèse d'homogénéité des contraintes dans l'épaisseur du revêtement proposée par **Johnson** (revêtement de faible épaisseur).

Pour résoudre l'équation **[III-9]** dans son domaine d'élasticité, ses différents termes sont adimensionnés de la manière suivante :

$$\bar{r}=\frac{r}{a} \qquad \bar{a}=\frac{a}{a_0}=\frac{a}{\left(\frac{9\pi}{4(3\pi-4)}\frac{E_{12}}{E_{Ie}}h\right)}$$

$$\bar{\sigma}_{zz}=\frac{\sigma_{zz}}{p_0}=\frac{\sigma_{zz}}{\left(\frac{a^2}{2R_ch}E_{Ie}\right)} \qquad \bar{W}_N=\frac{W_N}{W_{N0}}=\frac{W_N}{\left(\frac{\pi}{4}\left(\frac{9\pi}{4(3\pi-4)}\right)^4\frac{E_{12}^4}{E_{Ie}^3}\frac{h^3}{R_c}\right)} \qquad \textbf{[III-10]}$$

La solution aboutit au champ de pression de contact suivant :

$$\bar{\sigma}_{zz}(\bar{r})=\frac{1}{1+\bar{a}}(1-\bar{r}^2) \qquad \textbf{[III-11]}$$

L'intégration de ce champ de pression donne l'effort normal résultant, $W_N^{(el)}$:

$$W_N^{(el)}=W_{N0}\frac{\bar{a}^4}{1+\bar{a}} \qquad \textbf{[III-12]}$$

W_{N0} est donné par l' eq. **[III-10]**

III.2.2.1.5 Domaine de validité de la solution en élasticité

L'application du critère de Tresca permet de définir la limite de validité de cette formulation en élasticité : On note R_{ee} la limite d'élasticité équivalente du modèle. Les résultats obtenus sont résumés comme suit :

La solution en élasticité pure s'applique tant que, pour $r \le a$ on vérifie $\sigma_{zz}^{(3)}(r) \le R_{ee}$, avec:

$$R_{ee} = \frac{R_{e3}}{1 + \frac{\nu_3}{1+\nu_3}\left(1 - \frac{2}{\nu_3}\frac{\frac{\nu_2}{E_{I2}} - \frac{\nu_3}{E_{I3}}}{\frac{1-\nu_2}{E_{I2}} - \frac{1-\nu_3}{E_{I3}}}\right)} \qquad \textbf{[III-13]}$$

Pour décrire le comportement dans le domaine élasto-plastique, on adoptera un formalisme dans la continuité de la similitude formelle avec un comportement uniaxial. On choisit de décrire le comportement élasto-plastique par une loi à écrouissage cinématique linéaire (Figure III-7), caractérisée par la limite d'élasticité équivalente, R_{ee}, et le paramètre λ_{mo}, rapport des modules équivalents des domaines élastique et élasto-plastique

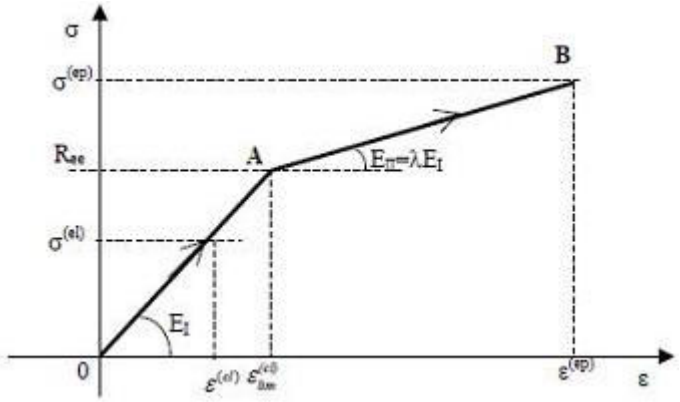


Figure III-7: Représentation du comportement élasto-plastique à écrouissage cinématique linéaire dans le cas d'une sollicitation uniaxiale.

Au-delà d'un certain effort, correspondant à un rayon de contact limite, le critère de Tresca est violé, marquant la limite de validité du modèle en élasticité pure. Localement, cela signifie que la pression atteint la limite d'élasticité équivalente, R_{ee}. Etant donnée la forme de la répartition de pression, ceci se produira en premier lieu au centre du contact, en r = 0 ($\bar{r} = 0$). On montre que le rayon de contact limite normé, $\bar{a}_{\lim}$, et l'effort normé, $\bar{W}_{\lim}$ correspondants sont définis par :

$$\bar{a}_{\lim} = \frac{\bar{R}_{ee}}{2}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{4}{\bar{R}_{ee}}}\right) \text{ avec } \bar{R}_{ee} = \frac{2R_c h}{a_0^2}\frac{R_{ee}}{E_{Ie}} \qquad \textbf{[III-14]}$$

$$\bar{W}_{\lim} = \frac{\bar{a}_{\lim}^4}{1 + \bar{a}_{\lim}} \qquad \textbf{[III-15]}$$

III.2.2.1.6 Résolution en élastoplasticité

Dans le cas où le rayon de contact, a , dépasse le seuil défini par l'expression **[III-14]** la pression au centre du contact dépasse la limite d'élasticité et le comportement devient élasto-plastique, alors que plus près du bord le contact reste élastique (Figure III-8). Cette limite est notée r_1 :

$$\bar{r}_1 = \sqrt{1 - \frac{1+\bar{a}}{\bar{a}^2}\bar{R}_{ee}} \qquad \textbf{[III-16]}$$

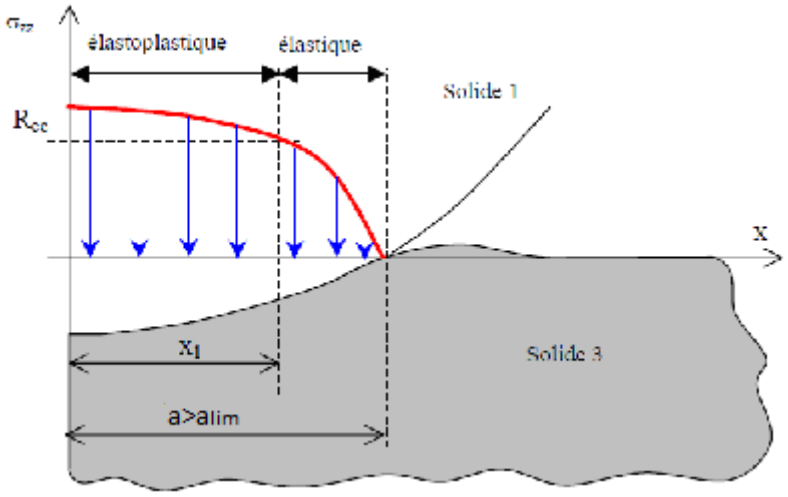


Figure III-8 : Distribution de pression

On adopte le comportement élasto-plastique à écrouissage cinématique linéaire défini par le rapport des modules équivalents, λ_{mo}. Selon les conditions d'interface, ce rapport s'exprime de la manière suivante :

$$\lambda = \lambda_0 \frac{\left[1 - 2\nu_3 \dfrac{\dfrac{\nu_3}{E_{I3}} - \dfrac{\nu_2}{E_{I2}}}{\dfrac{1-\nu_3}{E_{I3}} - \dfrac{1-\nu_2}{E_{I2}}}\right]}{\left[1 - 2\nu_3 \dfrac{\dfrac{\nu_3}{E_{II3}} - \dfrac{\nu_2}{E_{I2}}}{\dfrac{1-\nu_3}{E_{II3}} - \dfrac{1-\nu_2}{E_{I2}}}\right]} \qquad \textbf{[III-17]}$$

Et le champ de pression se décompose comme suit :

$$\begin{aligned} &\|\bar{r}_1\| \le \|\bar{r}\| \le 1 \text{ alors } \bar{\sigma}_{zz}^{(3)}(\bar{r}) = \bar{\sigma}_{zz}^{el}(\bar{r}) = \frac{1}{1+\bar{a}}\left(1-\bar{r}^2\right) \\ &\|\bar{r}\| \le \|\bar{r}_1\| \text{ alors } \bar{\sigma}_{zz}^{(3)}(\bar{r}) = \bar{\sigma}_{zz}^{ep}(\bar{r}) = \lambda\bar{\sigma}_{zz}^{el}(\bar{r}) + (1-\lambda)\frac{R_{ee}}{p_0} \end{aligned} \qquad \textbf{[III-18]}$$

L'effort résultant de cette répartition de pression élasto-plastique est alors :

$$W_N^{(ep)} = W_{N0}\frac{\bar{a}^4}{1+\bar{a}}\left[1 - (1-\lambda)\left(1 - \frac{1+\bar{a}}{\bar{a}^2}\bar{R}_{ee}\right)^2\right] \qquad \textbf{[III-19]}$$

L'équation **[V-19]** est l'intégration du champ de pression dans le domaine élasto-plastique. Nous pouvons en extraire le rayon de contact adimensionné en introduisant un chargement donné. Nous l'implantons dans Matlab afin d'obtenir des résultats numériques associés à ce modèle.

III.2.2.2 Validation expérimentale

Nous gardons en tête l'objectif de ces travaux qui est de caractériser le cuivre déposé sur les fils d'hélice afin de trouver la pression de contact lors de l'assemblage à partir de mesures sur des coupes métallographiques. Nous ferons l'hypothèse que le matériau de l'hélice reste dans son comportement élastique.

L'expression analytique étant établie, nous réalisons une campagne d'essais expérimentaux afin d'identifier ce modèle. Un essai d'indentation sphérique sur un fil plat revêtu est réalisé. Le principe du test de brinell qui consiste à déformer le revêtement avec une sphère indéformable (très dure devant le matériau du fil) Figure III-9 est repris.

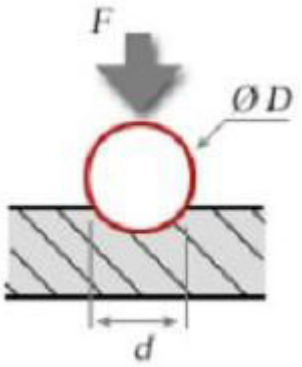


Figure III-9 : Principe de mesure

III.2.2.2.1 Dispositif expérimental

Le montage d'indentation sphérique (Figure III-10) a été réalisé par le laboratoire d'Ingénierie de Systèmes Mécaniques et des Matériaux (LISMMA EA2336) à SUPMECA. Les mesures ont été effectuées dans ce laboratoire.



Figure III-10 : Montage d'indentation sphérique

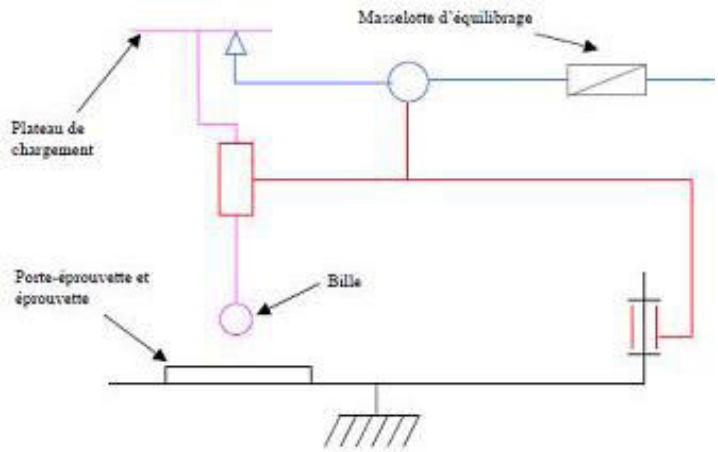


Figure III-11 : schéma du dispositif

Les moyens expérimentaux sont les suivants :

Essais :

- **Eprouvette** : Fils de tungstène ayant subi les mêmes traitements qu'une hélice. Avec les étapes de cuivrage. Ces fils sont réalisés à Thales Electron Devices (TED).
- **Support d'éprouvette** : Matériau spécial fourni par Laucoin. Ce support permet de maintenir le fil en position dans une rainure. C'est un isolant thermique qui à une limite d'élasticité en compression élevée (450MPa à 23°C) afin d'éviter qu'il se déforme et peut être utilisé jusqu'à 800°C en pointe et 450°C en continu.
- **Sphère** : Bille en Zircone (oxyde de Zirconium) de diamètre 1mm fournie par le laboratoire matériaux de SUPMECA. Aucun fournisseur ne dispose à notre connaissance de billes en céramique de très petites tailles.
- **Support de sphère** : Cône en acier Inoxydable réalisé à TED puis repris à SUPMECA pour un ajustage.
- **Montage d'indentation sphérique**.

Observation :

- Microscope Axiotech.
- Caméra Kappa Type CF 11 DSP 12W
- Logiciel Archimed

Chauffage :

- Décapeur thermique de 2000 W permettant une température maximale d'environ 600°C.
- Thermocouple type K de 80µm de diamètre.
- Indicateur à main de température.

On utilise une bille de diamètre 1mm (la plus petite trouvée). Cette bille représente l'hélice mais avec le matériau du montant. La microgéométrie initiale est caractérisée à l'aide d'un appareil de mesure d'états de surface.
On fixe la bille sur son support à l'aide d'une résine acrylique. L'ensemble est fixé en dessous de la glissière.

Le dispositif est mis à l'équilibre à l'aide d'une masselotte d'équilibrage. Ensuite le plateau est fixé puis chargé par des poids. La charge doit être appliquée progressivement sans choc ni vibration. La surface doit être propre, plane, et préparée pour éviter toute altération ultérieure. Il est important de respecter une distance minimale entre les bords de la pièce et entre deux empreintes (au moins trois fois le diamètre de la bille des bords et six fois le diamètre de la bille entre deux empreintes).
On maintient le dispositif sous charge pendant quinze secondes. Des essais préalables ont montré que le temps de mise en charge n'influence pas les résultats. On remonte enfin le plateau de chargement manuellement, toujours en veillant à éviter les vibrations et le glissement de la bille sur l'éprouvette. Les mesures sont effectuées à la suite, une empreinte différente à chaque charge.

Les charges varient entre 100 g et 3 Kg. La limite inférieure (100 g soit 0.98 N) est choisie car en dessous de cette charge on ne parvient pas à distinguer d'empreinte sur l'éprouvette. La limite supérieure (3 Kg soit 29.4 N) est imposée par le dispositif.

Une première campagne de mesures a été effectuée afin de mettre en place le protocole expérimental. Elle a été réalisée sur un fil de tungstène de 1 mm de largeur et de 0.4 mm d'épaisseur avec un cuivrage de 1 µm, 3 µm et 6 µm. Ces valeurs ne sont pas exploitées car la rainure n'était pas à la bonne dimension et la charge était imposée avec des chocs. Nous avons néanmoins observé les empreintes pour avoir une idée de la faisabilité et de la sensibilité des mesures.

La campagne d'essais a été réalisée sur des fils de tungstène cuivrés à 3 µm et à 6 µm de 2 mm de largeur et de 0.4 mm d'épaisseur.
Dans un premier temps, les essais sont réalisés à la température ambiante, nous réalisons 7 fois la même mesure pour maîtriser la dispersion des résultats.
Nous chauffons ensuite le fil à l'aide du décapeur thermique permettant de chauffer le dispositif jusqu'à 600°C. Un thermocouple est fixé au laser sur un fil d'hélice positionné au voisinage immédiat de l'échantillon à tester (Figure III-12) de sorte à fournir la température de l'essai.
Nous observons finalement l'empreinte réalisée à l'aide d'un microscope Axiotech muni d'une caméra Kappa Type CF11DSP 12W (Figure III-13). Nous traçons ainsi le rayon de contact en fonction de la charge.

Les photos suivantes montrent le dispositif d'essai :

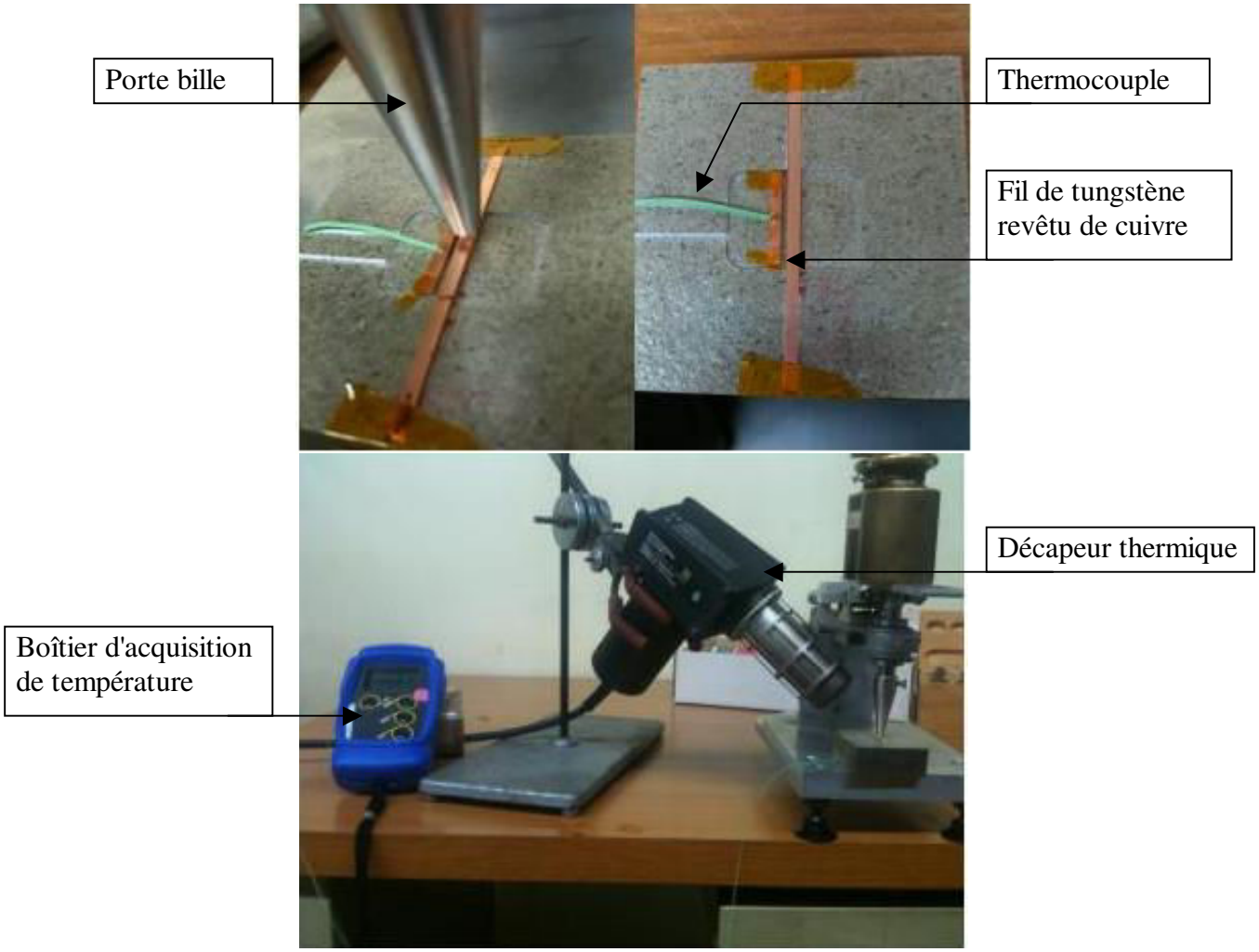


Figure III-12 : Photos du dispositif

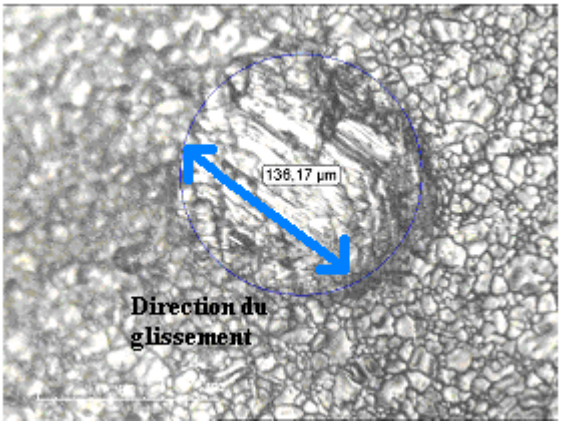


Figure III-13 : Empreinte à Température ambiante sur 6 µm de cuivre

L'analyse des empreintes indique qu'il a pu y avoir du glissement entre la bille et le revêtement (Figure III-13). Ceci est dû au dispositif expérimental qui induit un léger effort de frottement au niveau de la liaison glissière entre l'axe de chargement (qui porte la bille) et le bâti (Figure III-10). Une légère ovalisation des empreintes aux faibles charges pourrait fausser la mesure du rayon de contact.

III.2.2.2.2 Résultats expérimentaux

Dans ces travaux, nous avons étudié l'influence de l'épaisseur du dépôt de cuivre sur le fil d'hélice et l'influence de la température sur les dimensions du contact. Afin de vérifier le résultat, les mesures ont été répétées.

Pour chaque essai, on mesure le diamètre de l'empreinte au microscope binoculaire couplé à une caméra numérique reliée à un PC équipé du logiciel Archimed®.

Les résultats expérimentaux sont présentés sous forme de graphiques illustrant l'évolution du rayon de contact avec l'effort normal appliqué.

- Etude du revêtement de 3µm.

Trois mesures sont réalisées pour vérifier la reproductibilité et la répétabilité. Chaque point représente la moyenne d'environ sept mesures encadrées par l'écart type. Nous avons réalisé trois séries de mesures afin d'étudier l'influence de l'échantillon cuivré et de la bille en céramique.

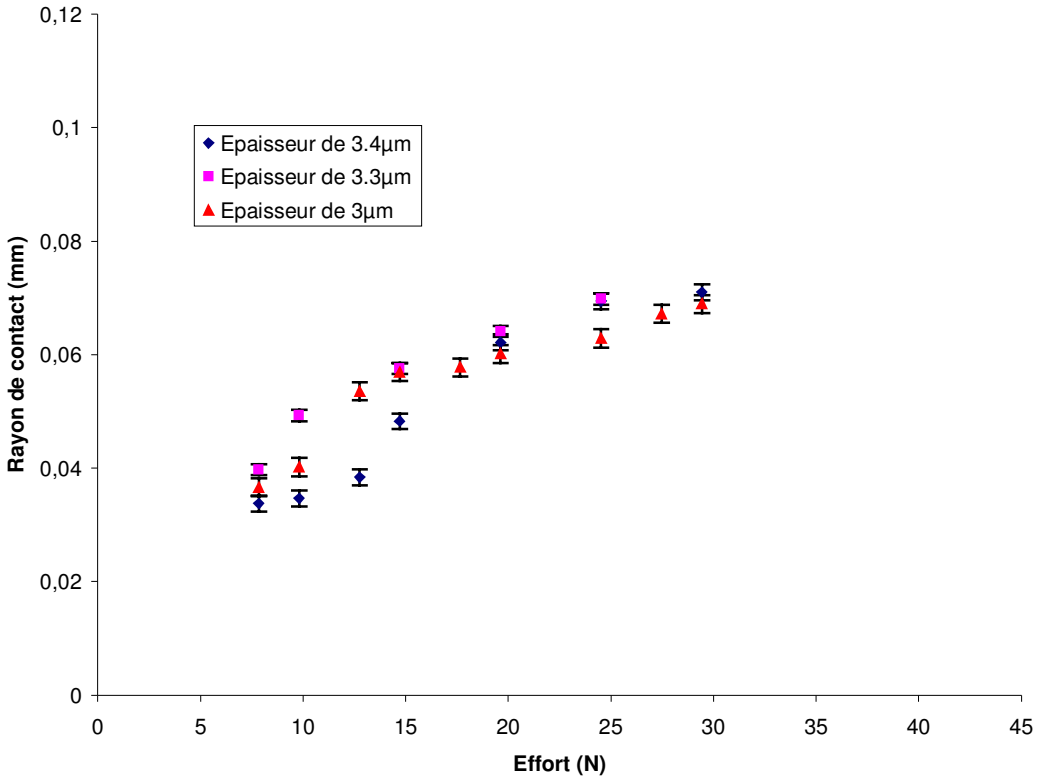


Figure III-14 : Evolution du rayon de contact en fonction de la charge pour une épaisseur de revêtement de 3 µm à la température ambiante

Aux faibles charges, on constate une dispersion, en partie due au glissement. La Figure III-14 permet de voir l'influence de la bille et de l'échantillon cuivré. En effet la différence entre les points en losanges et en carrés est due à l'échantillon. Alors que la différence entre les carrés et les triangles est due au diamètre de la bille en céramique.
A partir de ces courbes, nous traçons une courbe moyenne représentative de cette épaisseur à laquelle nous ajoutons la courbe pour une température de 140°C (Figure III-15).

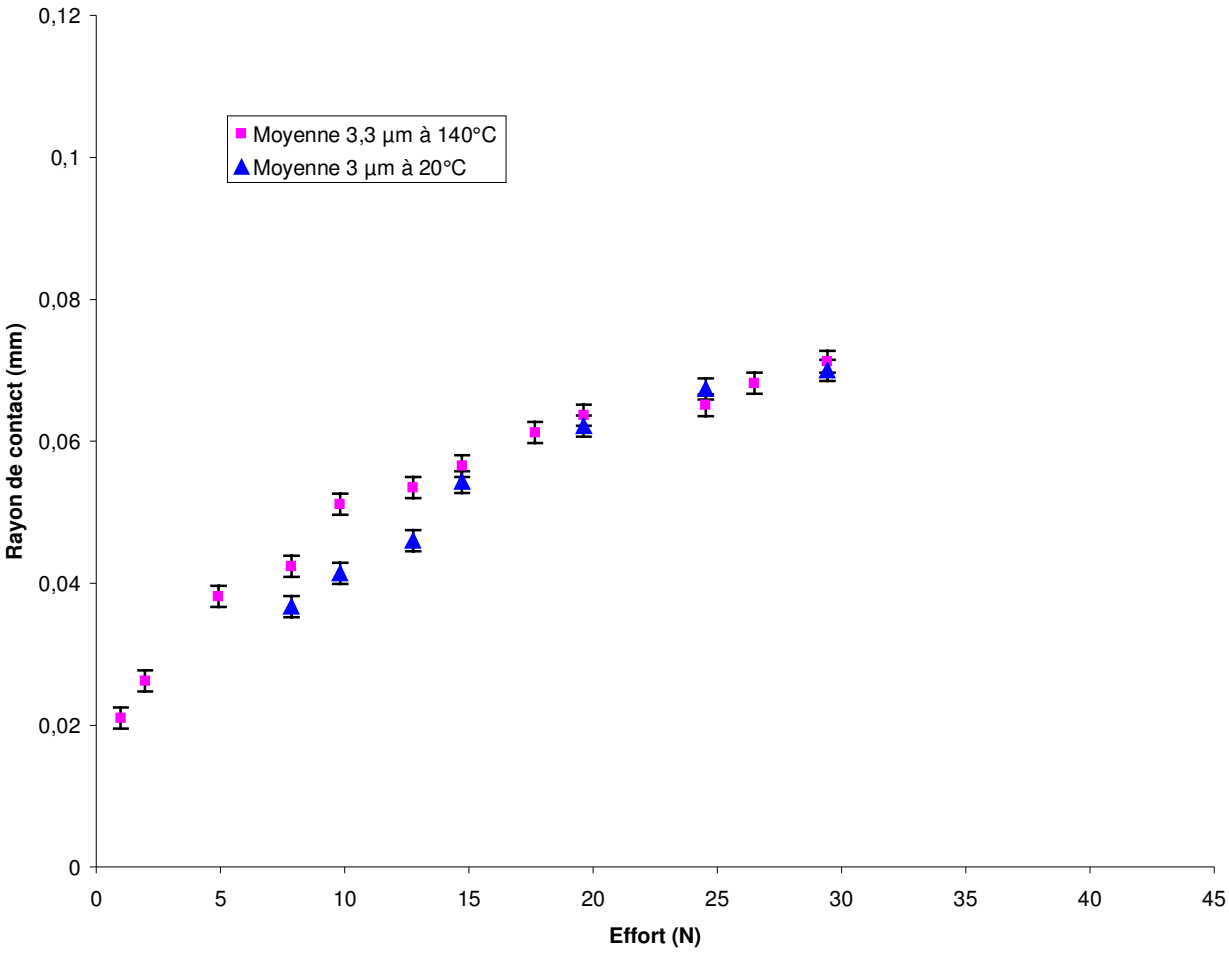


Figure III-15 : Influence de la température sur l'évolution de la zone de contact en fonction de l'effort pour une épaisseur de 3 µm

Nous pouvons voir sur ce graphique, l'influence de la température sur le rayon de contact. Pour des faibles charges, la température augmente le rayon de contact d'environ 20 %, et cela jusqu'à environ 17N. Le rayon de contact atteint est de 0.06 mm, ce qui correspond à une pénétration d'environ 3 µm, qui est l'épaisseur du revêtement.

A ce stade deux hypothèses sont plausibles. Soit nous appuyons directement sur le substrat qui n'est pas influencé pas cette température avec fluage du revêtement hors du contact. Ou bien nous atteignons un maximum dû à la dimension de la bille

De plus cette figure nous montre que la limite élastique du revêtement diminue lorsque la température augmente. En effet, il est logique qu'une déformation permanente est produite avec moins de charge à 140°C qu'à température ambiante.

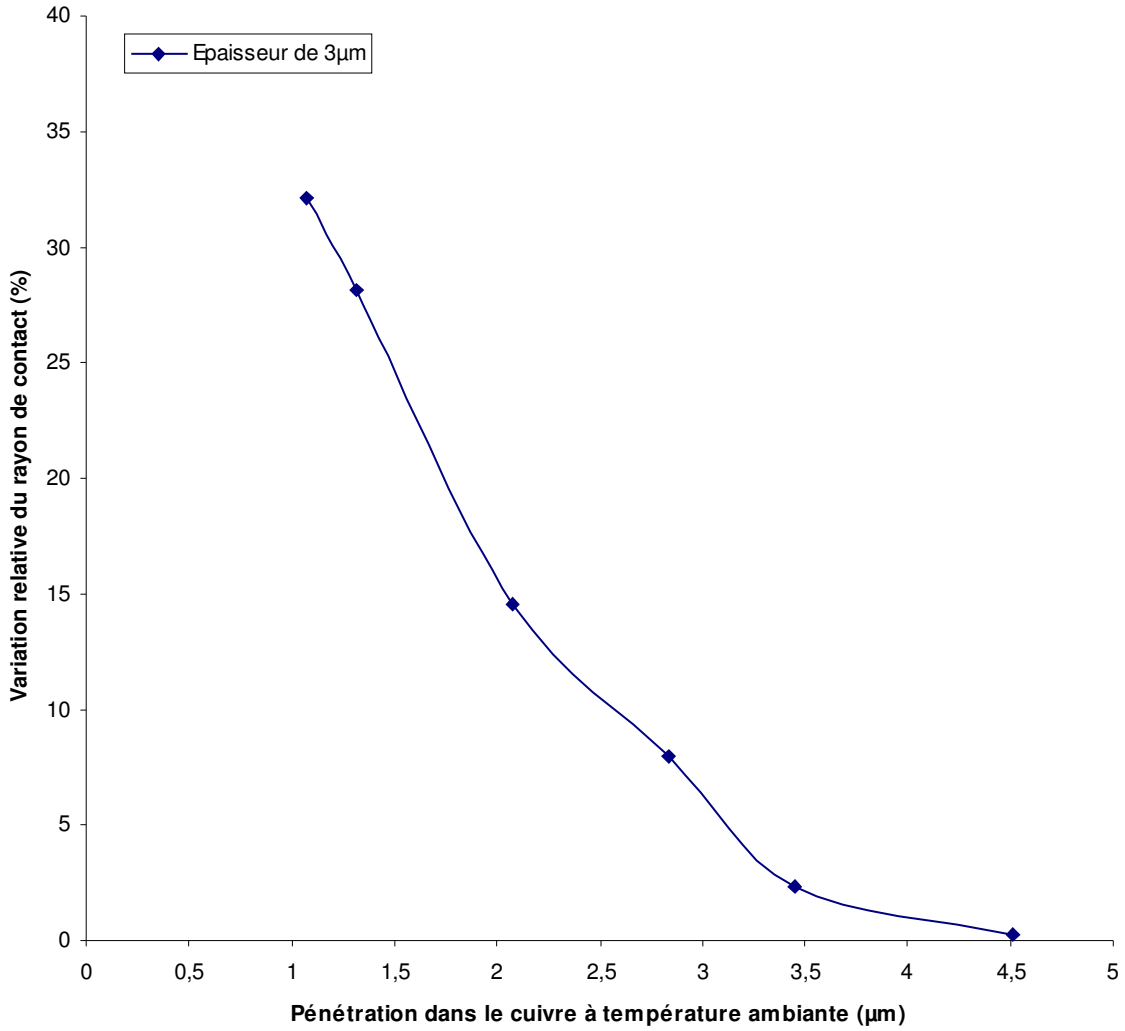


Figure III-16 : Influence de la température sur le rayon de contact pour une épaisseur de 3µm

Nous pouvons justifier l'interprétation précédente à partir de la Figure III-16 qui montre que le contact n'évolue plus pour une pénétration correspondant à l'épaisseur du revêtement (moins de 5%). Nous rentrons en effet en contact avec le tungstène.

Nous réalisons la même étude pour une épaisseur de 6µm afin d'observer l'influence de l'épaisseur et de confirmer l'influence du substrat.

- Etude de l'épaisseur de 6µm.

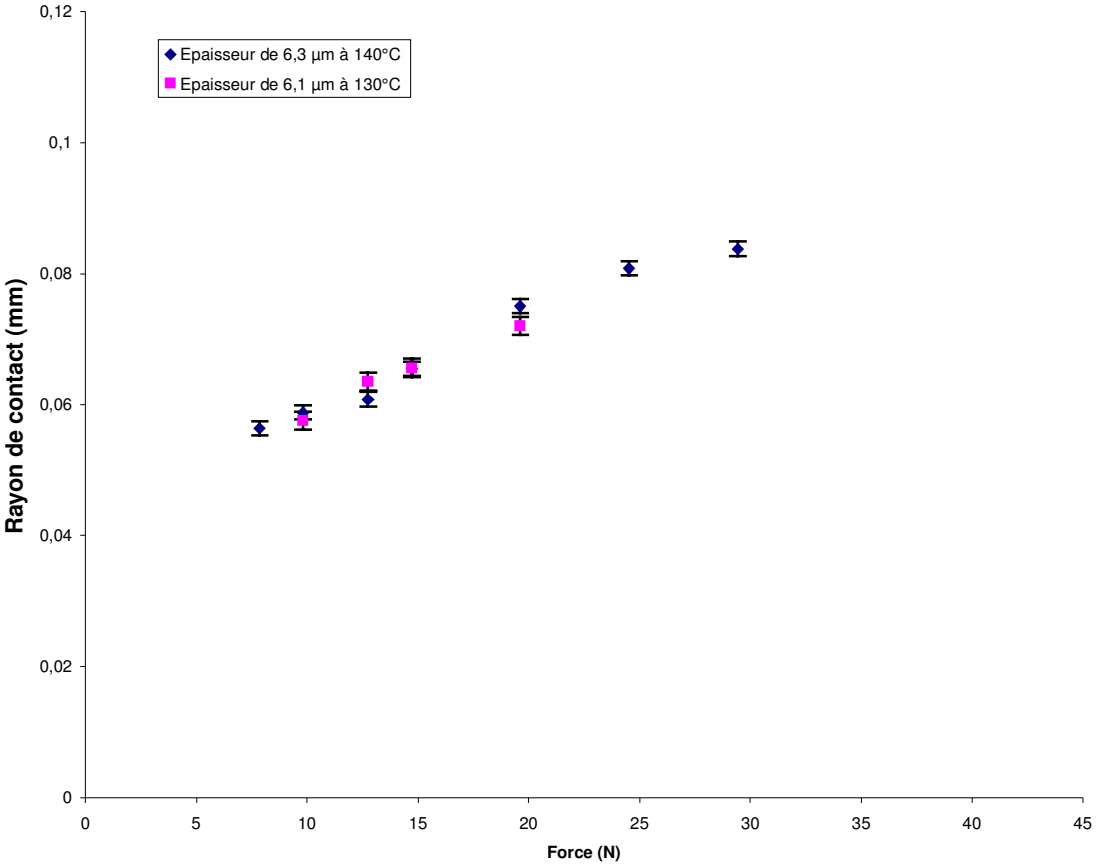


Figure III-17 : Etude de reproductibilité et répétabilité à 6µm en température

La Figure III-17 monte une meilleure reproductibilité en température qu'à la température ambiante. D'après cette étude, les résultats sont peu dispersés. On constate une moindre sensibilité au glissement à faible charge : le cuivre à 130°C - 140°C est plus malléable qu'à la température ambiante.

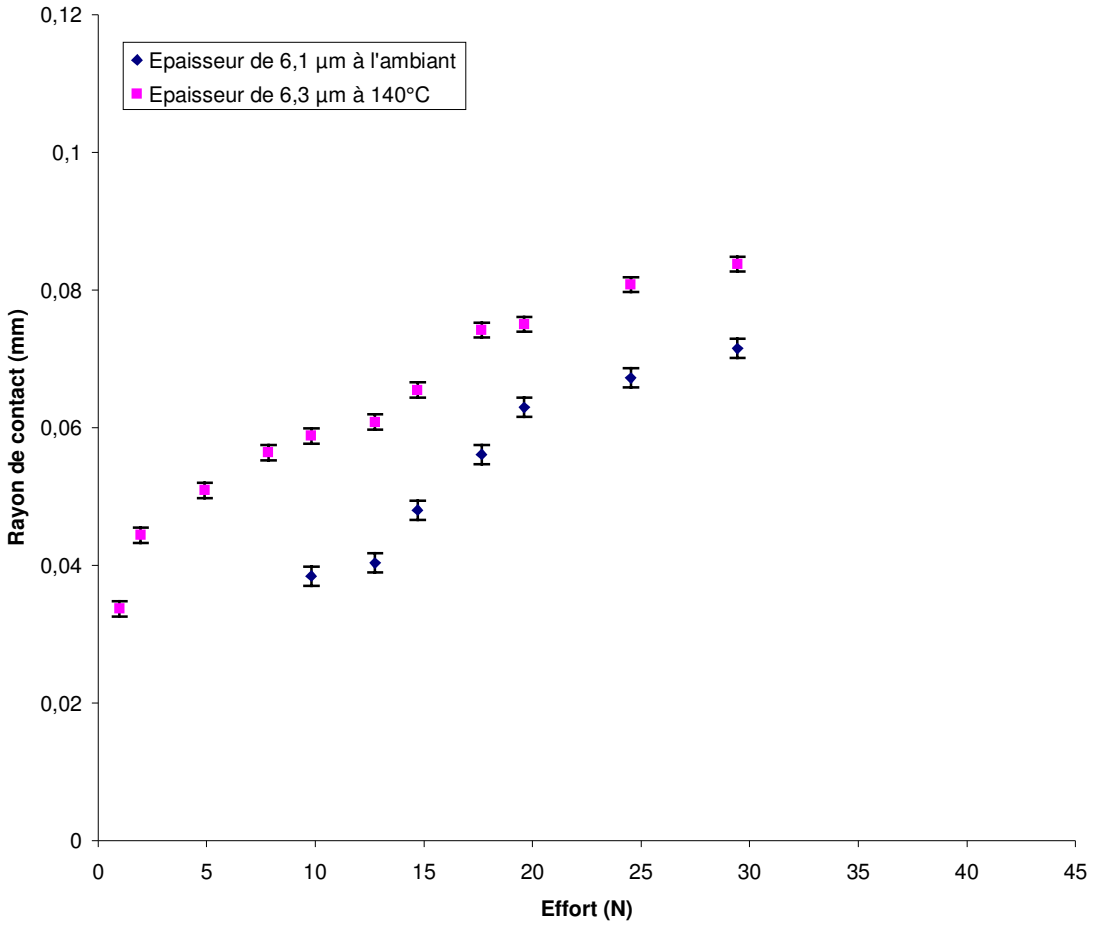


Figure III-18 : Influence de la température sur le rayon de contact en fonction de l'effort pour une épaisseur de 6µm

La Figure III-18 valide le fait que l'épaisseur de 3µm limite l'évolution de la surface de contact lorsqu'on atteint un rayon de contact de 0.06 mm à une charge de 17N. On constate à nouveau que la température tend à faire diminuer la limite élastique du revêtement.

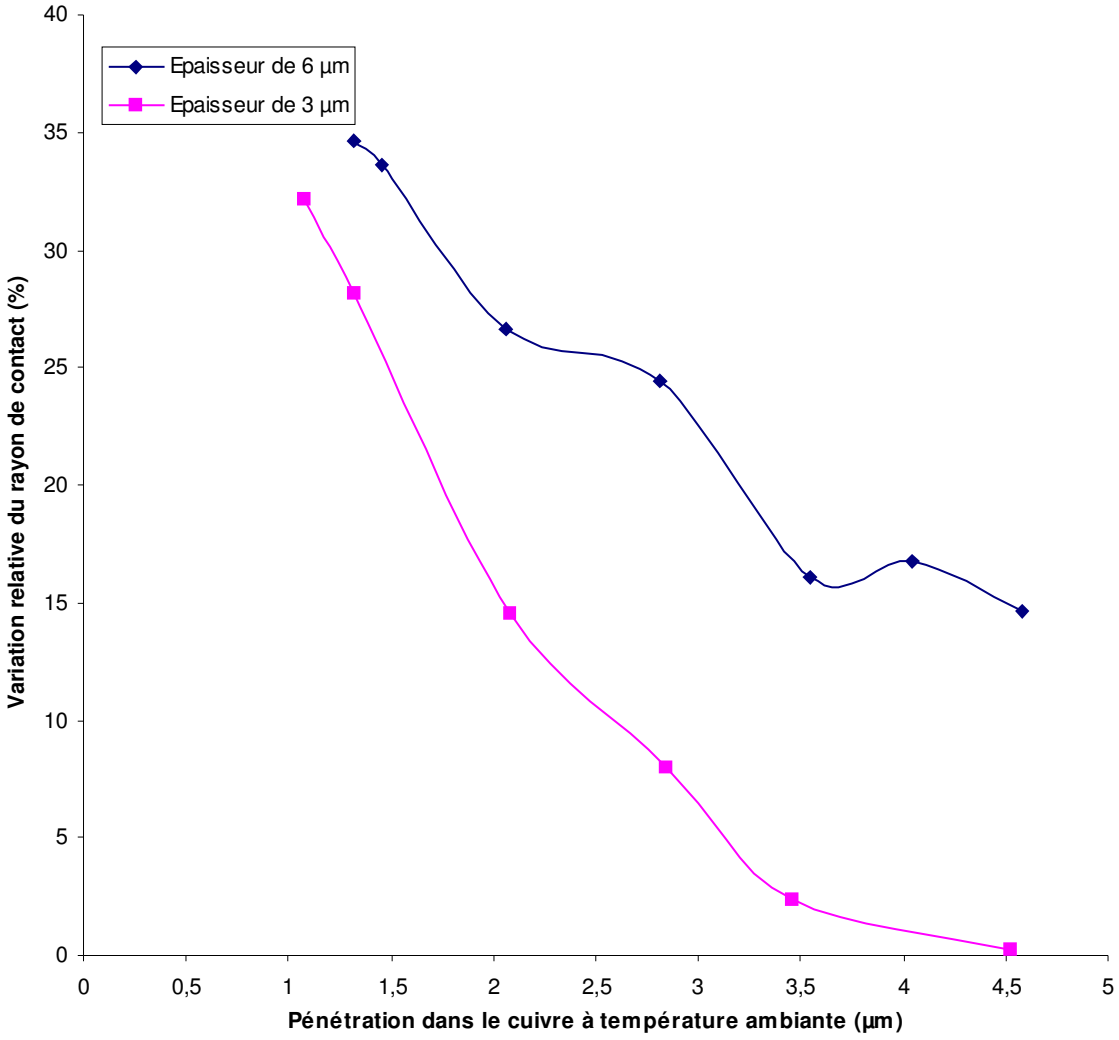


Figure III-19 : Influence de la température pour une épaisseur de 6µm

La Figure III-19 présente la variation relative du rayon de contact en fonction de la charge. Cette courbe montre le ralentissement de l'augmentation en fonction de la pénétration. Un certain palier est atteint dans les alentours de 3µm soit la demi-épaisseur du revêtement. Nous avons une saturation géométrique due à la dimension de la bille en céramique.

Dans cette première partie, nous avons vu l'influence de la température sur la surface de contact mais également la reproductibilité et la répétabilité de la mesure. A partir de ces courbes nous allons étudier l'influence de l'épaisseur à température ambiante et à 140°C.

- Influence de l'épaisseur

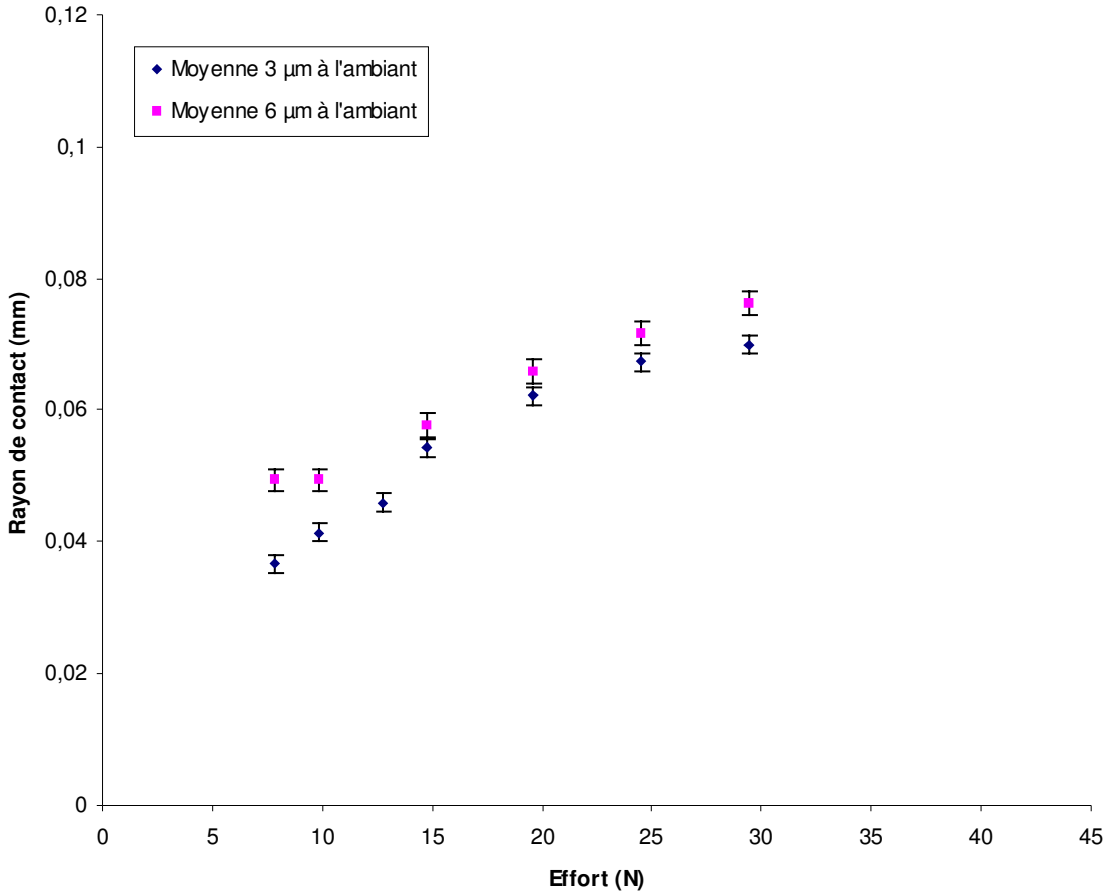


Figure III-20 : Influence de l'épaisseur du revêtement sur la surface de contact à la température ambiante

L'augmentation de l'épaisseur permet une légère augmentation de la surface de contact comme nous pouvons le voir sur la Figure III-20. Lorsque l'épaisseur double, nous avons une surface qui augmente d'environ 20% pour les charges inférieures à 17N et d'environ 7% pour les efforts supérieurs à cette valeur. Nous remarquons encore l'influence du substrat sur les résultats.

Les données expérimentales sont proches mais la dispersion de la mesure, matérialisée par l'écart type permet de bien différencier les deux épaisseurs avec un effet significatif de ce paramètre sur l'évolution du rayon de contact.

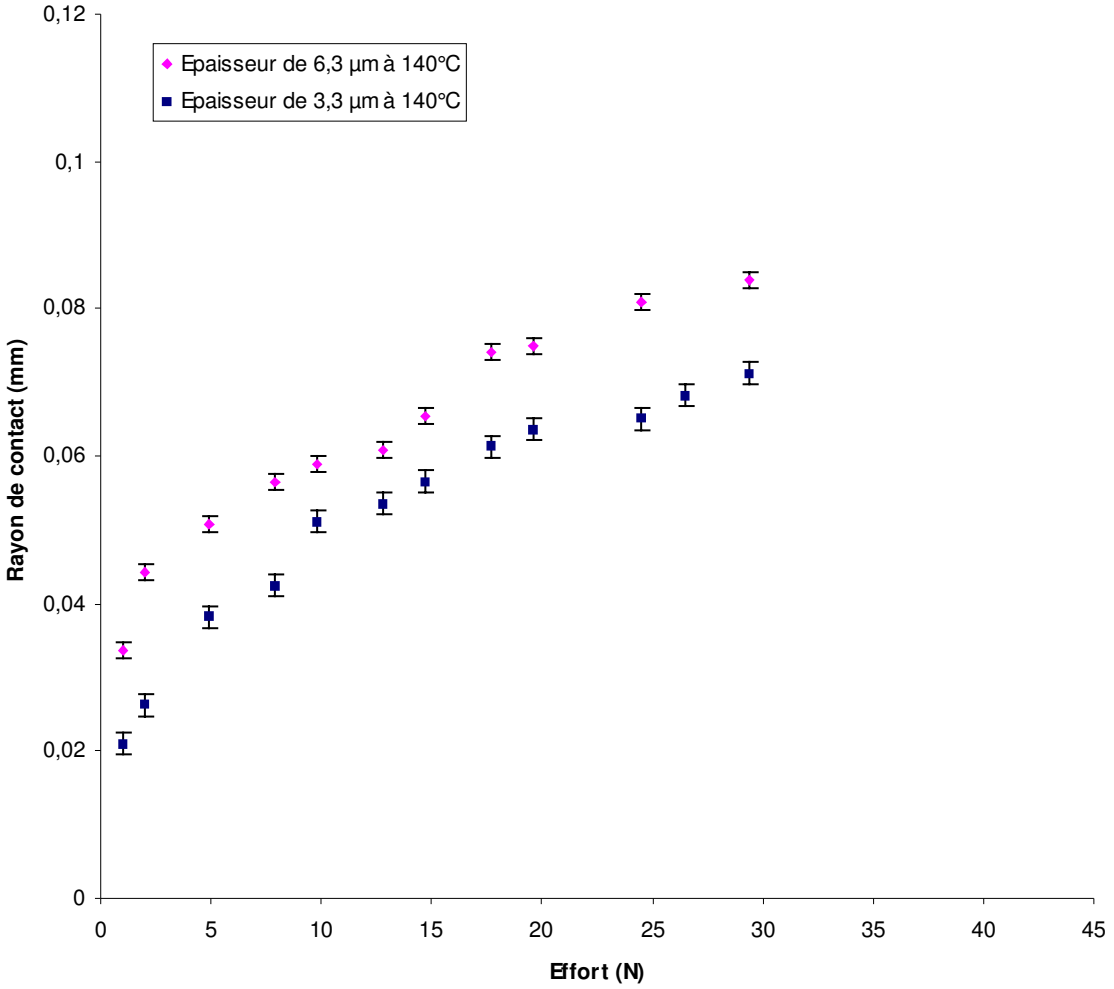


Figure III-21 : Influence de l'épaisseur du revêtement sur la surface de contact à la température de 140°C

L'influence de la température sur le rayon de contact est deux fois plus importante à 140°C qu'à la température ambiante. Ceci montre que la limite élastique est plus faible à 140°C comme nous pouvons le constater sur la Figure III-22.

Les résultats expérimentaux semblent indiquer une influence du substrat ce qui imposerait une prise en compte du comportement élasto-plastique du substrat et élastique de la bille. Un modèle élément finis permettra de voir l'influence de ces paramètres.

Conclusion :

- La mesure est reproductible.
- La température diminue la limite élastique et de ce fait augmente la surface de contact.
- L'augmentation de l'épaisseur augmente la surface de contact
- Nous avons une saturation géométrique à environ 3µm due à la dimension de la bille.
- La limite d'élasticité diminue quand la température augmente. La surface de contact augmente donc lorsque la température augmente.

III.2.2.3 Confrontation au modèle analytique

Nous utilisons le modèle présenté dans la partie III.2.2.1 afin de confronter nos résultats expérimentaux au modèle théorique. Les propriétés matériaux sont détaillées dans le tableau 9 :

Elément	Matériaux	Module de Young (GPa)	Coefficient de Poisson	Limite élastique
Sphère	Zircone (donnée BeO)	320	0,261	
Substrat	Tungstène	410	0,284	
revêtement	Cuivre électro-déposé	Fixer		A déterminer

Tableau 9: Propriétés matériaux pour le calcul analytique du contact sphère/Plan revêtu

Lors du dépôt de cuivre, il y a une étape de stabilisation à une température d'environ 750°C qui porte à dire que le cuivre est recuit. Nous cherchons dans cette partie à faire correspondre les courbes théoriques avec les résultats expérimentaux afin d'identifier les propriétés du cuivre déposé.

Nous commençons l'analyse par les résultats obtenus à température ambiante sur l'échantillon cuivré à 3µm. Le module de Young du cuivre est pris dans un premier temps à 117GPa.

Nous comparons le modèle analytique avec les données du cuivre recuit. Il y a une grande différence entre les deux sources de données. Afin de se rapprocher des propriétés réelles du cuivre dans l'état déposé nous réalisons des essais de micro-dureté avec un dispositif disponible à supméca que nous pouvons voir dans la Figure III-22. L'épaisseur minimale nécessaire pour un essai est d'environ 1.5µm.

Le principe du test de dureté repose sur la méthode de Vickers [120].

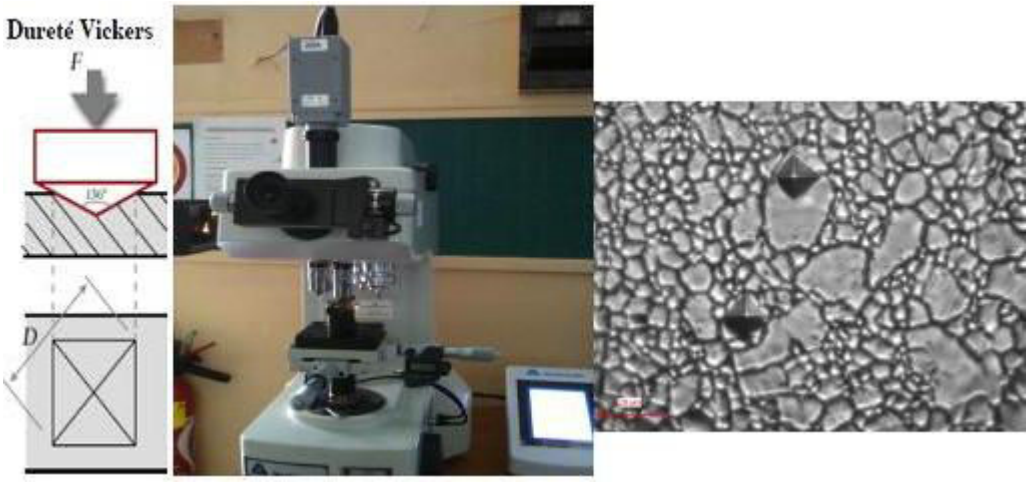


Figure III-22 : Mesure de micro-dureté

Pour une mesure de micro-dureté les échantillons doivent être préparés avec attention. Les surfaces doivent être propres et polies afin de faire la mesure sur les grains de la structure et non sur les joints de grains ou les inclusions. Dans notre cas nous ne pouvons pas polir les échantillons car l'épaisseur du cuivre est trop petite.

- Résultats

Les essais sont réalisés sur les mêmes échantillons que précédemment, à savoir des fils de tungstène de 2 mm de largeur et de 0.4mm d'épaisseur. Une série de 10 mesures est effectuée sur chaque fil (Tableau 10).

Epaisseur de cuivre (µm)	Dureté de Vickers	Rm (MPa)	Pénétration dans le cuivre (µm)
6,3	82,9 +/- 5,2	268 +/- 13	2,15
6,0	81,5 +/- 8,0	265 +/- 22	
3,4	94,7 +/- 6,9	302 +/- 23	2,0

Tableau 10 : Résultats des essais de micro-dureté

Nous comparons ces résultats avec différentes sources afin d'identifier l'état du cuivre (Tableau 11).

Source	Etat	Dureté de Vickers	Rm (MPa)	Re à 0,2% (MPa)
CES EDuPack 2012	recuit	49	224	
	1/4 dur	87	283	
Techniques de l'ingénieur	recuit	50	230	60
	1/4 dur	80	260	190
	1/2 dur	100	300	250

Tableau 11 : Données du cuivre

D'après ces tableaux, nous pouvons émettre deux hypothèses: (i) Soit la recristallisation lors du traitement thermique n'a pas été complète, càd que **le temps de stabilisation n'est pas assez long** ou que **la température n'est pas assez élevée**. Les résultats nous montrent que l'on obtient du cuivre ¼ dur pour une épaisseur de 6µm et ½ dur pour une épaisseur de 3µm. Nous pouvons dire que le temps de stabilisation afin d'obtenir un cuivre recuit dépend de l'épaisseur du revêtement. (ii) Soit **le substrat influence le résultat** car il y a une déformation plastique de celui-ci. Afin de conclure sur ce point, nous traçons la pression maximale en fonction de la contrainte maximale pour une température à l'ambiante et à 140°C (Figure III-23).

La contrainte maximale est calculée à l'aide de l'expression suivante:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{\sqrt{3}} \text{ avec } P_{max} = 1.5 \times P_{moy} \quad \textbf{[III-20]}$$

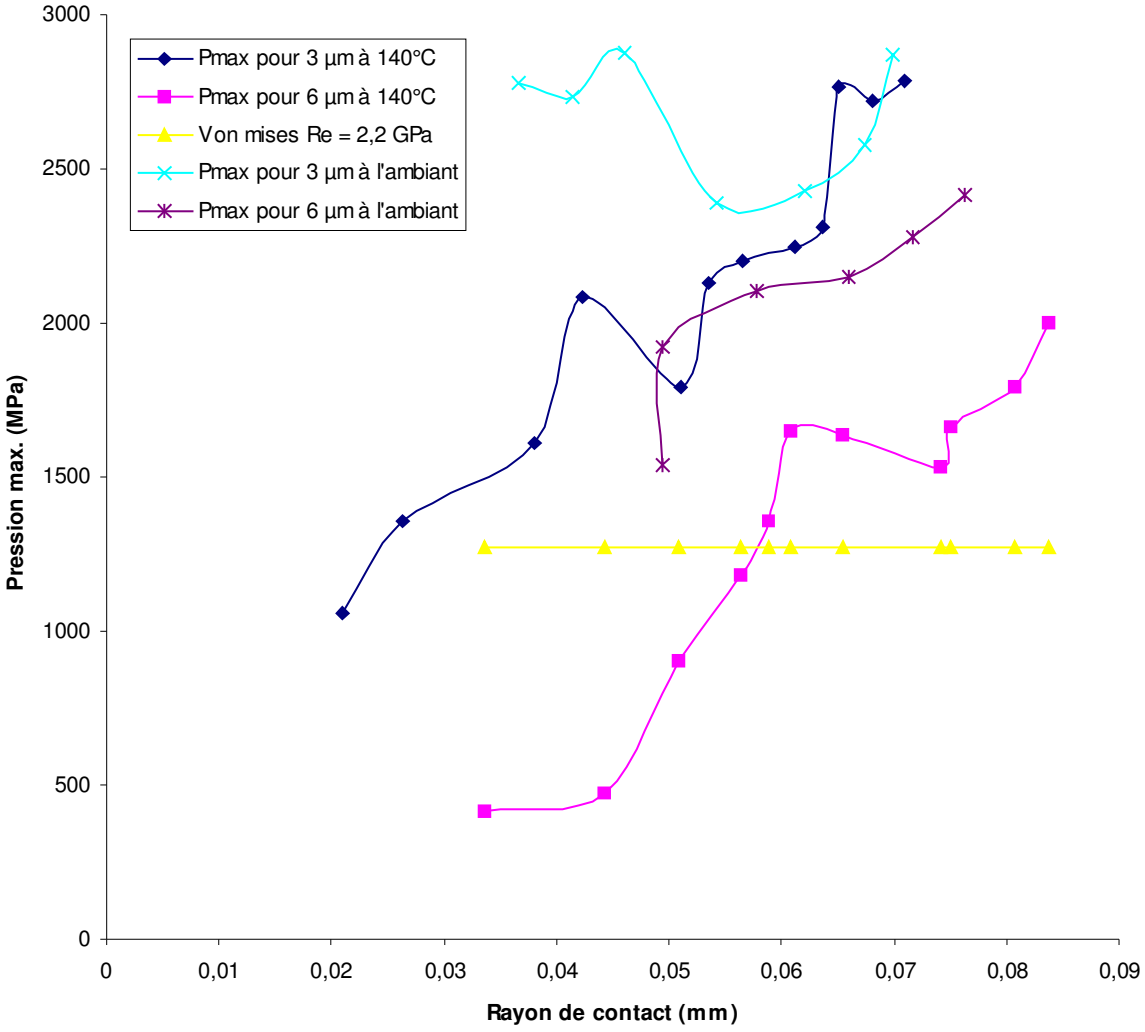


Figure III-23 : Pression max. en fonction du rayon de contact

A 140°C, comme la limite élastique a diminué, nous ne dépassons la contrainte qu'à partir de 0.025 mm de rayon de contact avec une épaisseur de 3.3µm, et de 0.055 mm avec l'épaisseur de 6.3µm.

D'après ces remarques, nous pouvons conclure qu'à partir d'un certain effort le revêtement se comporte comme le substrat car l'épaisseur est faible (plus de quarante fois inférieure au diamètre de la bille [89]).

Pour valider cette conclusion, nous essayons de faire correspondre une nouvelle fois les valeurs théoriques avec les mesures. Ayant du tungstène comme substrat, nous considérons une limite élastique à 1.9 GPa et une limite à la rupture à 2 GPa. Nous avons des courbes semblables avec ces donnés matériaux.

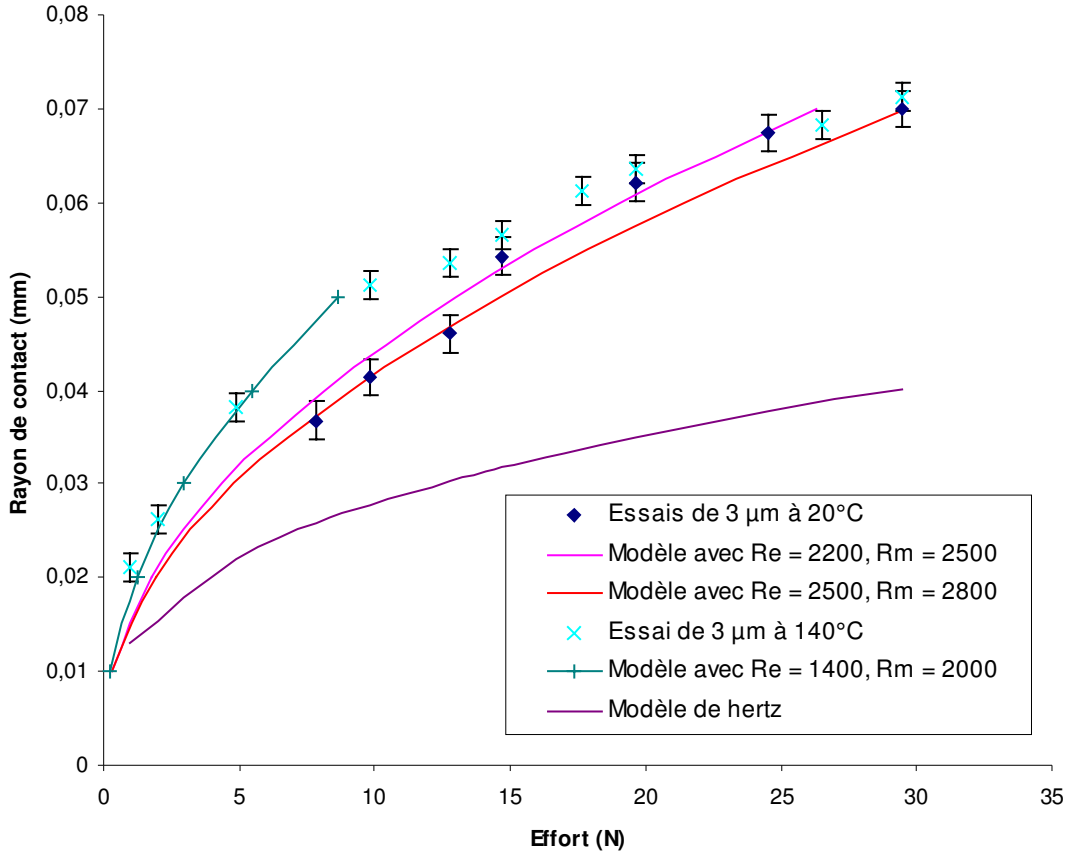


Figure III-24 : Confrontation des résultats pour 3µm

Ce graphique de la Figure III-24 montre que l'échantillon a bien un comportement élastoplastique, mais que le revêtement ne peut pas être dissocié du substrat étant donné que l'épaisseur n'est pas assez élevée. Néanmoins, nous pouvons montrer que le modèle analytique développé traduit bien les tendances expérimentales.
Par ailleurs, la limite élastique augmente lorsque l'épaisseur est plus faible, ce qui correspond aux mesures de micro-dureté. La température fait diminuer d'environ 37% la limite élastique.
A partir de 3 µm de pénétration, nous avons plus de différence due à la température et les propriétés du cuivre font correspondre le modèle analytique avec les valeurs expérimentales. Ceci montre bien que l'on appuie sur le substrat.

Nous réalisons la même courbe avec l'épaisseur de 6µm.

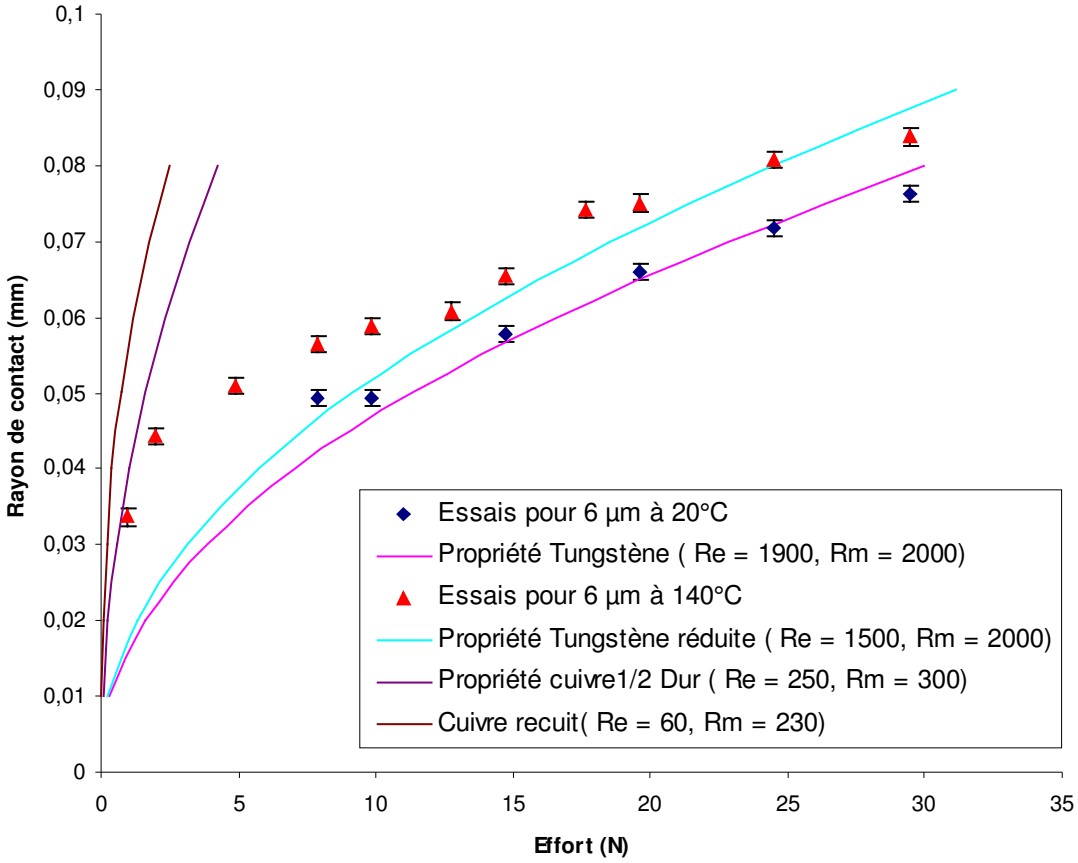


Figure III-25 : Confrontation des résultats pour 6µm

La Figure III-25 nous apprend que pour les faibles charges à 140°C le revêtement correspond à du cuivre 1/2 dur jusqu'à un effort d'environ 2N pour un rayon de 44 µm mais que très rapidement l'effet du tungstène fait son apparition pour devenir prédominant. En effet, nous avons une zone transitoire et l'effet du tungstène devient total à partir de 15N pour un rayon de 65µm.
Nous pouvons remarquer une nouvelle fois qu'à plus grande température la limite élastique diminue.

Conclusion :

D'après ce travail, nous pouvons valider le modèle analytique élaboré avec ses limites de validité. Nous pouvons conclure que le cuivre déposé ne présente pas les propriétés du cuivre recuit mais du cuivre 1/2 dur. Cependant, cette remarque n'est pas importante dans cette étude car l'effet du tungstène devient rapidement prépondérant. Lors du frettage nous atteignons des pressions élevées qui ne peuvent pas exclure l'effet du substrat. L'épaisseur du revêtement est trop faible pour être étudiée séparément (hypothèse des couches minces).

Compte tenu de l'influence du substrat, une étude numérique par éléments finis semble indispensable afin d'étudier plus précisément le comportement de chaque matériau mis en jeu dans ce type de contact entre une sphère indéformable et un substrat très rigide revêtu d'un matériau beaucoup plus mou.

Afin d'observer le comportement purement élastique, nous avons ajouté le comportement calculé avec la théorie de Hertz [56] en considérant un contact purement élastique (Figures 22 et 23).
Les données nécessaires pour construire ces courbes sont :

Module d'Young équivalent : $E' = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1}$

Rayon de courbure équivalent : $R' = \left[\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right]^{-1}$

Demi-largeur du contact : $a = \left(\frac{3.F_n.R'}{2.E'} \right)^{1/3}$

III.2.2.4 Modèle éléments finis

Le problème de contact sphère/plan revêtu est un problème fortement non-linéaire et nécessite des ressources informatiques importantes compte tenu de l'épaisseur du revêtement (quelques µm). Une finesse de maillage particulière est donc nécessaire. Nous utilisons le code commercial Ansys (Version 13) qui permet de traiter de tels problèmes dans des temps raisonnables (quelques heures selon le maillage).

Le modèle nous permettra de mettre en évidence la nécessité ou non de modéliser le comportement élastoplastique du substrat et de l'indenteur.

Nous ferons une description du principe de modélisation pour l'étude d'un problème non-linéaire incluant des non-linéarités géométriques (grand déplacement) et de matériaux (élastoplastique). Ceci implique des problèmes de retournement de mailles, et une non-linéarité de contact.
Dans notre cas, nous utilisons Ansys Classique en langage APDL afin de rendre les opérations automatiques. Les commandes sont enregistrées dans un fichier ''script''.

Une fois la géométrie définie et le maillage effectué, il faut introduire des paires de contact afin de créer un lien mécanique et thermique entre les différentes pièces. Il y a des règles à respecter et des paramètres à optimiser afin de réduire au maximum le temps de calcul.
Le contact s'effectue entre une surface dite de ''contact'' généralement plus maillée que la surface dite ''cible ou target''. La surface cible correspond au matériau le plus rigide et de préférence de forme plane ou concave alors que la surface "contact" doit être convexe.
Les détailles du calcul (parmètre de contact, géométrie, maillage…) sont données dans l'annexe 2.

- Résultats

Pour chaque niveau de chargement effectué, nous mesurons la surface de contact à l'aide d'outils disponible dans Ansys. La force exercée est également relevée sachant que l'on a imposé un déplacement afin de faciliter la convergence. Celle-ci reste néanmoins difficile à obtenir.

- Confrontation (Figure III-26).

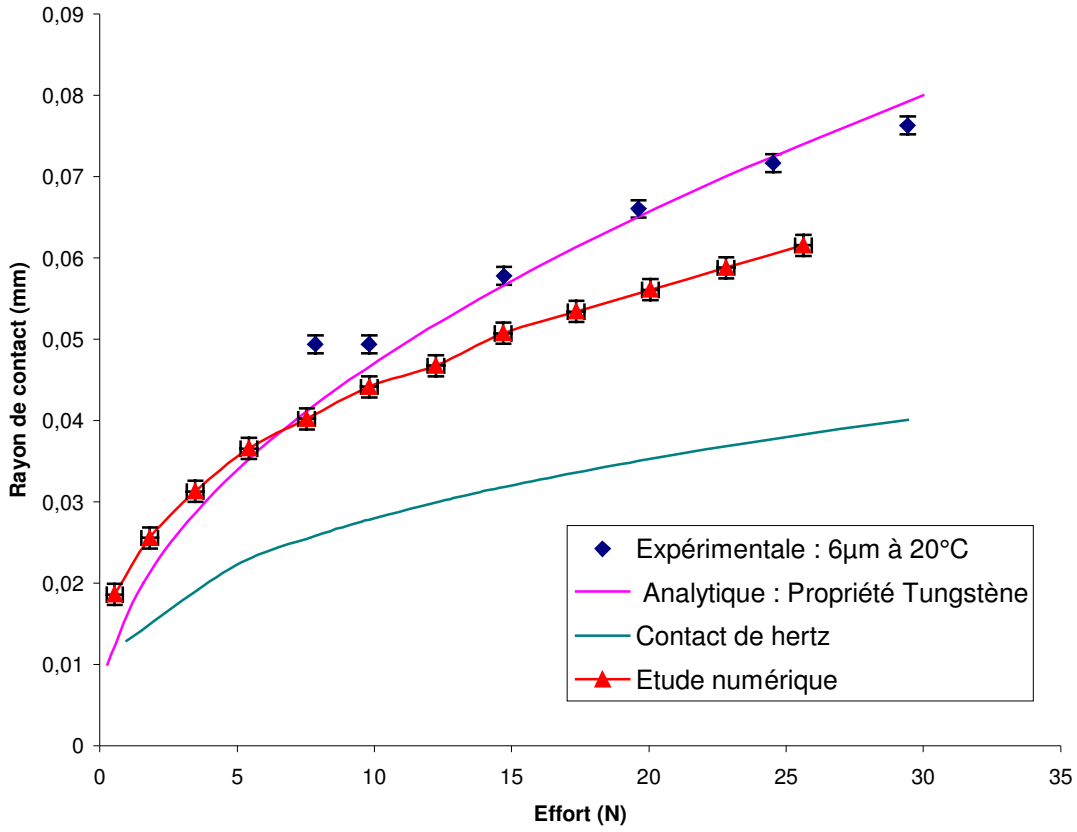


Figure III-26 : Confrontation entre les différents modèles pour une épaisseur de 6µm à température ambiante

Nous remarquons une divergence entre le modèle numérique et les données expérimentales. Ceci peut être expliqué par les différences d'entrées. En effet, l'expérimentation utilise une bille en zircone, un fil plat en tungstène et du cuivrage ¼ dur d'après l'étude présentée au paragraphe III.2.2. Alors que le modèle a été réalisé en utilisant une bille en oxyde de béryllium, un fil en molybdène dopé au lanthane et du cuivre recuit.
Nous devrions effectuer le modèle en utilisant des propriétés correspondantes mais pour des raisons de priorité nous nous sommes contentées de ce résultat.
Cependant, le modèle numérique nous a permis de valider la bonne cohérence des résultats en indiquant que l'on est bien dans le même ordre de grandeur.

III.2.3 Montant

Lors de l'assemblage des lignes de transmission, les montants en Nitrure de Bore peuvent se fissurer, voire même casser. Ce problème nous a conduits à vérifier les propriétés mécaniques selon les axes et la température. Dans un premier temps, il a été question d'identifier le module de Young à l'ambiante. Pour ce faire une mesure par vibration a été effectuée. La méthode des vibrations consiste à solliciter un échantillon par propagation d'ondes élastiques à fréquences modulables. Le mode de sollicitation peut être longitudinal, en flexion ou en torsion. L'échantillon est excité de manière électromagnétique et l'amplitude des déformations induites sont mesurées en fonction de la fréquence. La réponse mesurée

passe par un maximum à la fréquence de résonance du système. Celle-ci s'exprime en fonction :

- de la géométrie du barreau,
- du module élastique (E ou G),
- de la masse volumique du matériau.

Un module de Young de 21.2 GPa a été trouvé; il correspond à la littérature. Il a été trouvé la même valeur selon les deux axes, ce qui ne permet pas d'identifier l'anisotropie du matériau. Nous remarquons donc que ce matériau n'a pas un comportement mécanique anisotropie.

Comme pour les hélices, une mesure par flexion trois points a été réalisée afin de valider ou de réfuter cette remarque.

Les mesures sont réalisées par nos soins dans les locaux de Thales Systèmes Aéroportés.

Elles ont été effectuées dans une étuve allant jusqu'à 200°C (Figure III-27). Pour ce faire, nous avons utilisé un poinçon d'une matière très dure afin de garantir qu'il ne se déformera pas. Il a été sélectionné du S690 QL; un acier traité en surface. Des barreaux de 2.3*2.3*25 mm ont été choisis afin de correspondre à la norme NF EN 843-1.

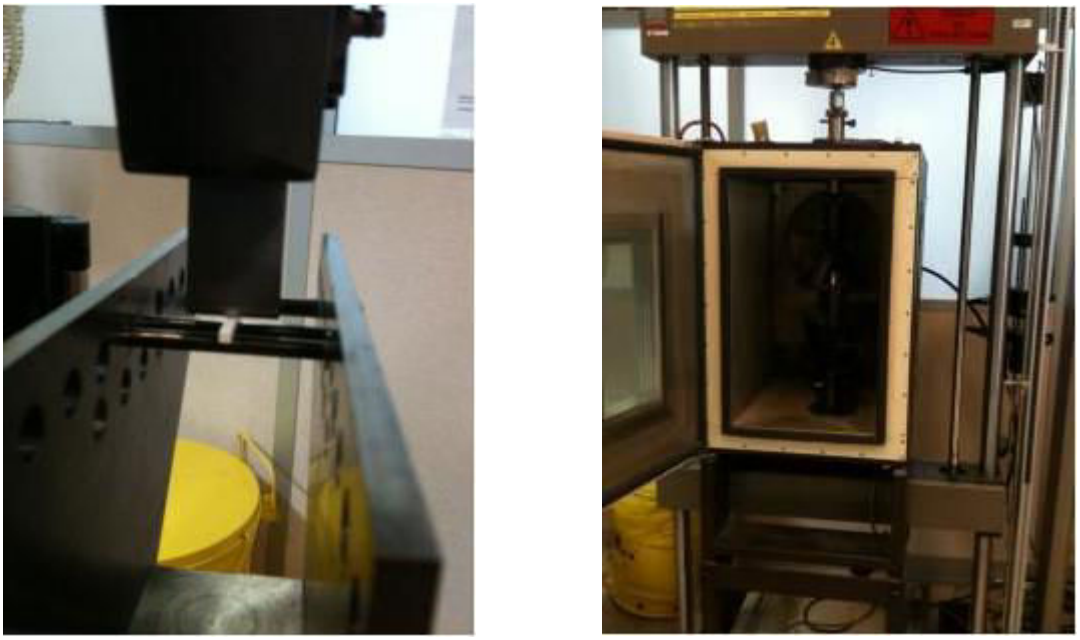


Figure III-27 : Photos du dispositif expérimental pour la mesure de flexion 3 points pour les montants

Nous avons effectué cinq mesures à chaque fois, ce qui nous donne la limite à la rupture :

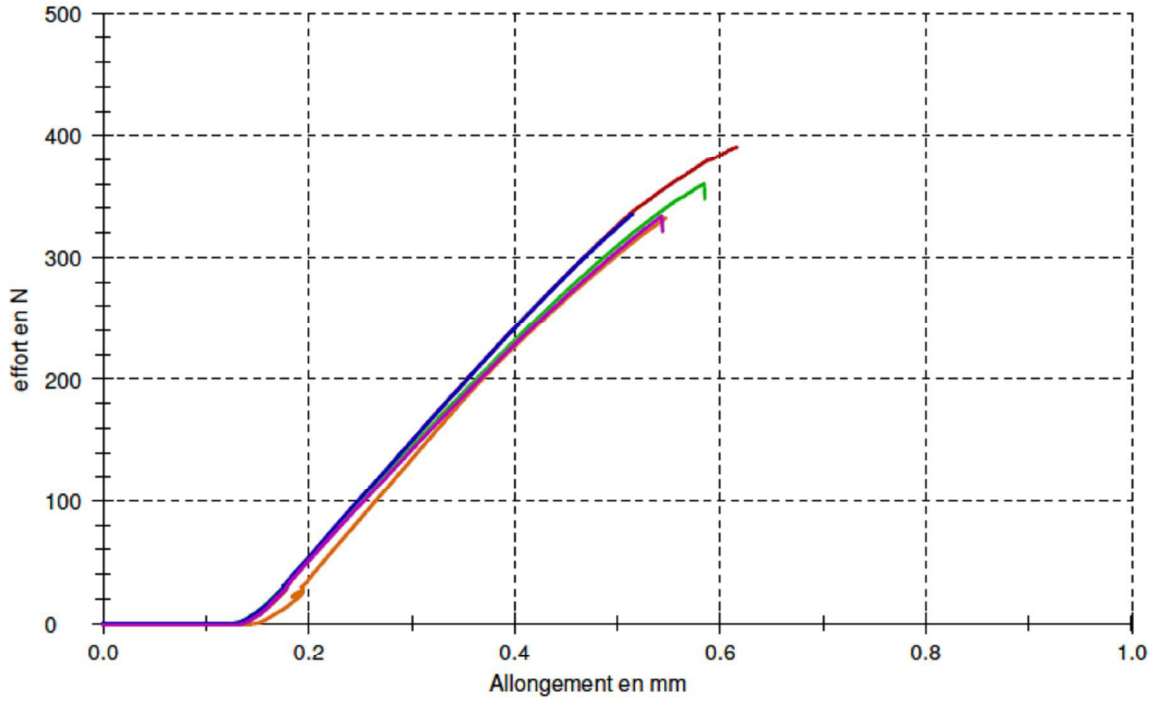


Figure III-28 : Courbe de flexion trois points enregistrée

La Figure III-28 montre l'effort en newton en fonction de l'allongement en mm pour cinq mesures effectuées lorsque les plans anisotropes sont parallèles à la charge. Afin de repérer facilement le sens des plans, nous avons réalisé des chanfreins sur les éprouvettes. Lorsque le chanfrein est horizontal à la charge, cela signifie que les plans sont parallèles et inversement. Lorsque le chanfrein est vertical, cela signifie que les plans sont perpendiculaires.

Le tableau suivant résume les essais effectués d'après les courbes enregistrées :

	Force maximale (N)	
Température	Parallèle au plan	Perpendiculaire au plan
ambiante	350 +/- 25	328 +/- 16
200°C	344 +/- 11	317 +/- 8

Tableau 12 : résultat des essais de flexion trois points

Nous pouvons remarquer que la température influe très légèrement sur la résistance à la rupture. Lorsque les lamelles sont dans le sens perpendiculaire à la force, la limite à la rupture est environ 7.5% plus forte que dans l'autre sens. Nous pouvons également remarquer une force résultante qui montre qu'il y a encore des lamelles qui tiennent entre elles, lorsque la charge est perpendiculaire aux plans.

A partir de ces courbes du déplacement en fonction de l'effort nous pouvons tenter de retrouver le module de Young de l'éprouvette.

Le but premier d'un essai de flexion trois points est de déterminer la limite à la rupture. Nous gardons à l'esprit que l'objectif est la détermination des propriétés des matériaux qui aident à la mise au point d'un modèle numérique. Pour cela, nous réalisons la

même étude que pour les hélices afin de retrouver la courbe rationnelle contrainte-déformation.

Déroulement de l'essai :

L'essai a été commandé en force pour la plupart des cas, mais quelques-uns ont nécessité une commande par déplacement. Cette modification a été réalisée lorsque la charge d'appui est parallèle au plan du matériau. Dans ce cas, nous remarquons une force résiduelle. En effet, les lamelles ne se fissurent pas toutes en même temps et uniformément. Lorsqu'on commande par force, ce phénomène provoque des perturbations qui faussent la mesure.

Le poinçon est approché progressivement de l'éprouvette. Lorsque le contact est détecté à l'aide du capteur de force nous initialisons le déplacement.

Ensuite, un déplacement de 30N/s est imposé car la norme indique que l'essai doit durer entre 10s et 15s. Un essai préliminaire avait montré que la rupture était de l'ordre de 400N.

L'allongement en mm et la force appliquée en Newton sont relevés à chaque instant (Figure III-28).

La formule de flexion 3 points force/déplacement du point milieu est la suivante :

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} \qquad \textbf{[III-21]}$$

δ : le déplacement (mm)
F : la charge (N)
L : l'écart entre les 2 supports fixes de la flexion 3 points (19, mm)
E : le module de Young (MPa)
I : le moment de la section de l'éprouvette (mm^4)
Le moment d'une section rectangulaire est : $I=\frac{bh^3}{12}$

D'après la formule nous obtenons un module de Young moyen de 23 GPa pour des plans perpendiculaires à la charge contre une valeur de 21GPa par la méthode de vibration et de 20 GPa dans la littérature.

Nous réalisons la même opération pour les essais dans le sens parallèle.
Nous trouvons un module de Young d'environ 25.6GPa

Nous avons besoin de la courbe rationnelle (Figure III-29) afin de réaliser une simulation. Pour cela nous traçons la courbe contrainte/déformation.

A partir de ces points de mesures, nous convertissons l'allongement en déformation.

$$\varepsilon=\frac{\Delta L}{L} \qquad \textbf{[III-22]}$$

L représente la longueur initiale des fibres.
Dans notre cas, elle est de 25mm.
ΔL est l'allongement en mm.

La contrainte maximale σ_f est donnée par la relation suivante :

$$\sigma_f = \frac{3 \cdot D \cdot F_{max}}{2ah^2} \qquad \textbf{[III-23]}$$

F est la force appliquée en Newton.
D représente la distance entre les 2 appuis du support.
a est la largeur et h la hauteur de l'échantillon.

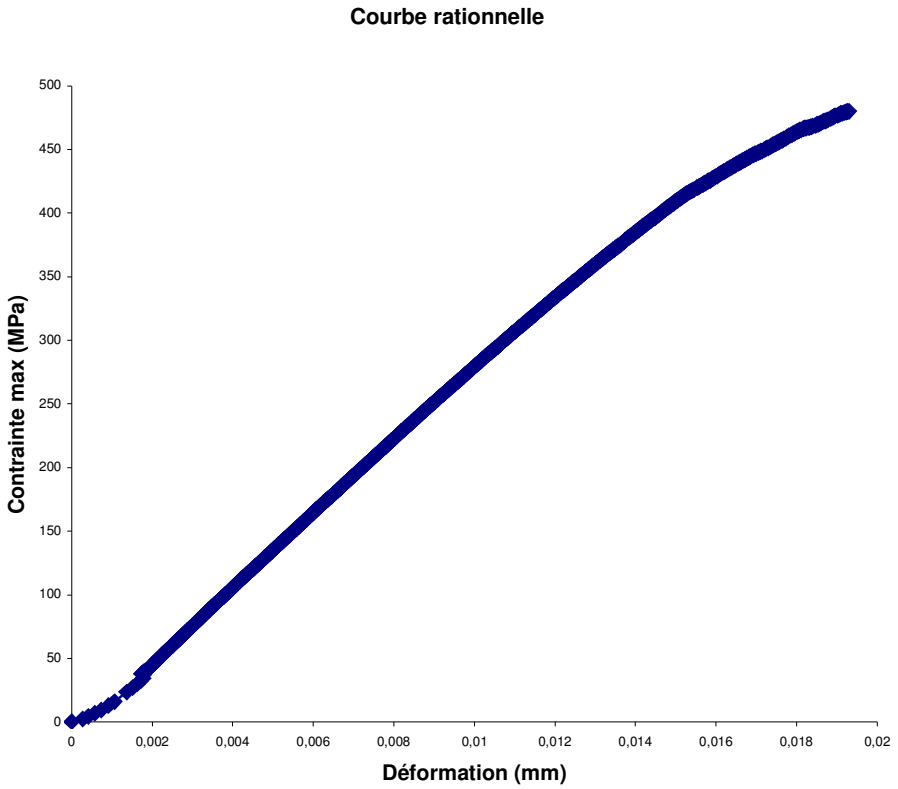


Figure III-29 : Courbe rationnelle de contrainte/déformation

Nous trouvons une contrainte maximale en flexion de 480MPa dans le sens parallèle à l'indentation et de 377MPa dans l'autre sens (Figure III-30).

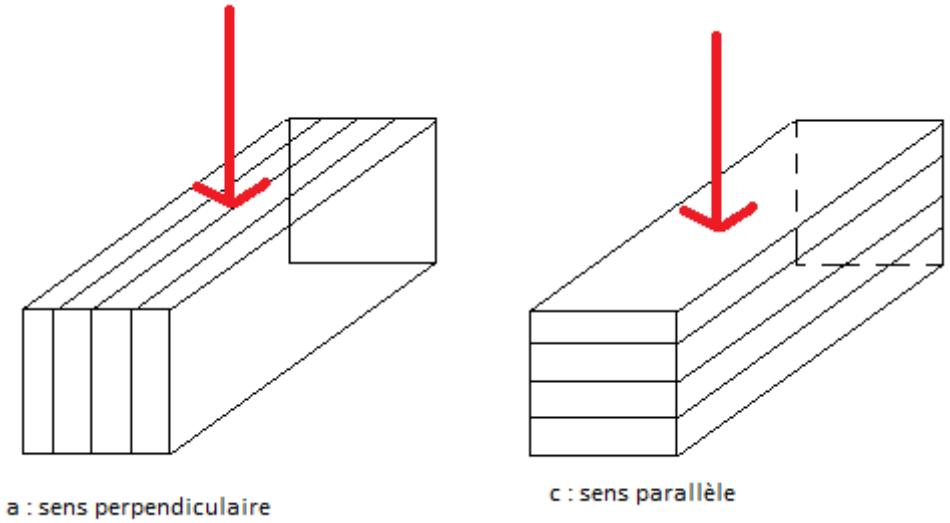


Figure III-30 : Sens d'indentation de la flexion trois points

Les valeurs de la courbe précédente peuvent être introduites dans Ansys afin d'effectuer un calcul du comportement mécanique.

D'autres mesures des propriétés de Nitrure de Bore ont été réalisées par TED.
C'est la validation d'un nouveau fournisseur de matière qui a poussé le service matériau de Thales a effectué des essais de compression et d'identification de la conductivité thermique en fonction de la température.

	Limite en compression du Nitrure de bore (MPa)	
Fournisseur	GE/ACC	SINTEC/CVT
Essai 1	121	157
Essai 2	136	138

Tableau 13 : Limite en compression de BN

Ces données nous donnent une limite en compression d'environ 129 MPa pour le fournisseur GE et 148MPa pour le fournisseur SINTEC. Ces valeurs sont inférieures aux données disponibles dans la littérature qui donnent une limite en compression à 178MPa.

	Conductivité thermique (W/m.K)	
Fournisseur	GE	SINTEC/CVT
20°C	59,5	58
200°C	72	84

Tableau 14 : Conductivité thermique de BN

La littérature montre une conductivité thermique indépendante de la température, dans le tableau précédant, nous remarquons le contraire. La conductivité thermique augmente avec la température. Nous ne savons pas si les mesures sont comparables entre elles, car cela dépend de la qualité du BN. Néanmoins les deux matériaux fournis montrent une augmentation de la conductivité thermique avec la température.

Conclusion :
Le Nitrure de Bore a été caractérisé expérimentalement par différent service afin d'avoir des renseignements utiles pour une simulation numérique.

III.3 Modèle d'identification de la pression et de la surface de contact

Cette partie est consacrée à la détermination des pressions et des surfaces aux contacts. Suite au processus d'assemblage des lignes de transmission et des collecteurs, les surfaces de contact sont dans un état inconnu. Nous n'avons aucune information ni sur la pression, ni sur les états des surfaces. L'unique donnée est le serrage appliqué. Nous cherchons à attribuer une valeur de pression de contact et de surface résultante en fonction du serrage. Pour cela des coupes métallographiques ont été réalisées sur les géométries étudiées. Nous tenterons de corréler ces coupes avec un modèle numérique par élément finis.

III.3.1 Les lignes de transmission

Afin de comparer une pression moyenne, nous pouvons utiliser les travaux effectués dans la partie III.2.2. A partir de la surface de contact des coupes métallographiques, nous

déduisons la pression moyenne à l'aide du modèle analytique qui a été corrélé aux résultats expérimentaux. Il faut garder à l'esprit que cette détermination est simplement comparative.

III.3.1.1 Types de coupes métallographiques

L'objectif de cette étape est d'avoir une vision complète des contacts dans la ligne de transmission. Le contact entre l'hélice et le montant est parallélépipédique. Nous avons donc réalisé des coupes selon trois définitions: La première afin de regarder le centre du contact dans le plan radial, la seconde pour observer le contact à son extrémité également dans le plan radial, et enfin une dernière, dans le plan axial, de sorte à inspecter la surface de contact sur toute la largeur de l'hélice.

La coupe métallographique consiste à noyer l'objet à observer dans de la résine spéciale. Il existe différentes résines plus ou moins dures selon les matériaux à étudier. Dans notre cas nous avons la combinaison de matériaux pas très facile à étudier. Une résine assez souple est utilisée afin de faciliter son introduction dans tous les espaces disponibles. L'ensemble, objet et résine, est pompé sous vide afin que la résine comble au mieux tous les espaces.

Ensuite, l'objet doit être coupé afin d'observer les zones intéressantes. La coupe est réalisable avec différents outils qui peuvent produire plus ou moins de vibrations (scie à métaux, meule…). Ensuite la surface est polie, soit au papier de verre ou à la meule.

La coupe de type I (Figure III-31) permet d'observer le centre du contact et ainsi d'évaluer la pression au moyen de l'écrasement du cuivre. La coupe de type II (Figure III-32) complète la première afin de vérifier si la pression est uniforme ou non. Pour avoir une vision complète du contact la coupe de type III (Figure III-33) permet une inspection longitudinale.

La pression est théoriquement maximale au centre du contact si le montant est parfaitement centré vis à vis de l'hélice. Donc nous devrions observer sur la coupe de type I un écrasement du cuivre supérieur à celui de la coupe du type II.

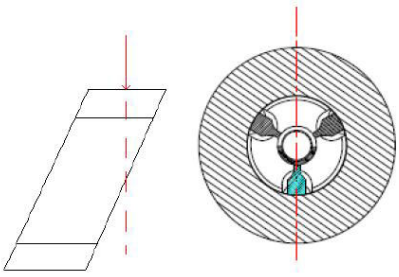


Figure III-31 : Type I, Coupe transversale

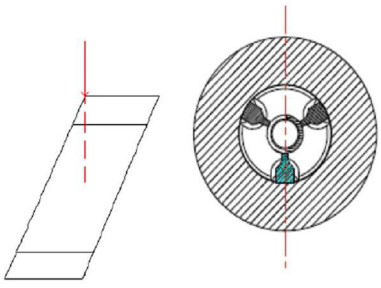
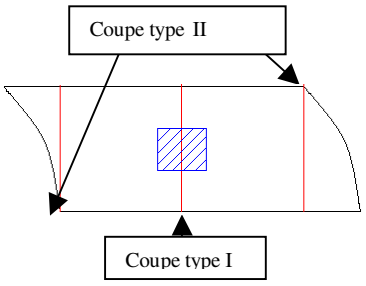


Figure III-32 : Type II, Coupe transversale



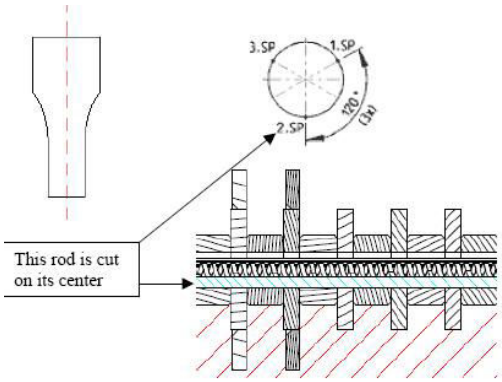


Figure III-33 : Coupe longitudinale

III.3.1.2 Configurations étudiées

Dans l'histoire de l'entreprise, il existe deux configurations que l'on a pu voir dans la partie bibliographique. La première est l'assemblage entre une hélice en MolaO, des montants en BeO et un fourreau composé d'entretoises en CuNi et de masses polaires Fer (correspondant au tube n°1, étudié dans le chapitre suivant). L'autre est constituée d'un assemblage entre du tungstène W, du nitrure de bore APBN et d'un fourreau en Inox/Fer. Nous étudions deux géométries différentes pour cette configuration. L'une pour un tube spatial de petites dimensions (correspondant au tube n°2, étudié dans le chapitre suivant) et une autre pour de plus grandes dimensions (Correspondant au tube n°4, étudié dans le chapitre suivant).

Configuration 1 : Tube n°1 (MolaO / BeO / CuNi44 – Fer)

Ce tube étudié correspond à un projet en finalisation. Nous avons récupéré une ligne d'un tube déchet. Les paramètres de frettage sont connus, ils ont été relevés précisément. Les coupes métallographiques ont été réalisées en Allemagne suivant nos consignes. Les lignes contenant du BeO n'ont pas pu être traitées en France compte tenu de la toxicité de la poussière de ce matériau. Un équipement approprié avec recyclage de l'eau doit être utilisé. Nous effectuons 11 coupes au total.

- **<u>Contact Hélice / Montant</u>**

Nous pouvons visualiser les photos des trois coupes (Type I à III) dans la Figure III-34. L'hélice présente un cuivrage de 9µm déposé à Ulm (notre partenaire en Allemagne). L'annexe 3 présente les résultats et observations.

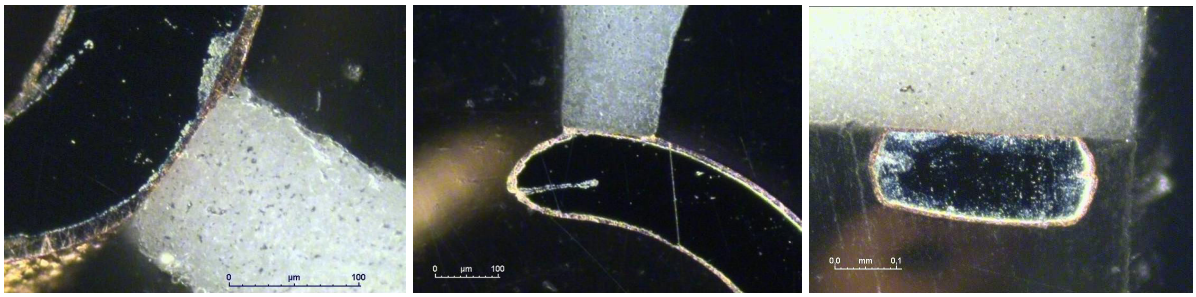


Figure III-34 : Contact hélice / Montant du Tube n°1

La coupe de type I montre que le montant touche sur 87% de la largeur du montant avec un taux de déformation du cuivre d'environ 50% au centre du contact et de 20% aux bords. Un bourrelet est visible sur extrémité du montant en contact, ce qui montre un écoulement du cuivre. Il est très difficile, voire impossible, d'obtenir un centrage parfait du montant avec l'hélice. Nous ferons l'hypothèse par la suite dans les modèles numériques que le centrage est parfait.

La coupe de type II montre que le contact se produit bien sur toute la surface de l'hélice. Nous pouvons voir que le coin de l'hélice est bien en contact avec le montant. Au centre du contact, nous avons un taux de déformation d'environ 50% au centre mais de 20% au bord.

La coupe de type III nous informe sur l'état de surface très rugueuse de l'hélice. Nous pouvons voir de grandes aspérités. Néanmoins il est très nettement remarquable que le cuivre remplit les espaces creux et que le contact se produit bien sur toute la largeur de l'hélice. Ces remarques ont été possibles grâce à des observations effectuées au microscope optique disponible au laboratoire LISMMA (Supméca, Saint-Ouen).

- **Contact Montant / Fourreau**

La surface de contact maximale entre le montant et le fourreau est mesurée (1.42*2.14 soit 3.06 mm²: dimension relative). Le pas de 2.14 mm correspond au pas théorique d'hélice en sortie. Sur les coupes, nous pouvons remarquer que le contact s'effectue sur environ 90% de la ligne de contact. Cette valeur représente le contact maximum.
Ligne de contact maximale couvre 90% de la surface totale.

Configuration 2 : (W / APBN / Inox – Fer)

Tube n°2

Ces coupes ont été réalisées au sein de TED mais elles n'ont pas été effectuées par nos soins. L'objectif premier n'était pas de regarder les surfaces de contact mais d'évaluer le serrage tout le long de la ligne. Elles ne sont pas aussi précises sur l'écrasement du cuivre que les coupes précédentes. Nous pouvons néanmoins dire que le cuivre s'écrase sous la force de serrage. Dans cette configuration nous pouvons également voir que l'hélice fléchit. Il a été trouvé un taux de déformation maximal d'environ 40% pour une épaisseur de 2.6µm.

Une autre étude complémentaire à celle-ci montre l'influence de l'épaisseur et du type de matériau. Nous pouvons voir les différences dans le tableau suivant :

- **Contact hélice / Montant**

Matière du fil	W	W	Mo
Dimension du fil (mm)	0,2*0,57	0,29*0,57	0,29*0,57
Localisation du cuivrage	sortie	sortie	toute l'hélice
ép cuivrage (µm)	2,6 à 3,9	3 à 4,5	3,8 à 5,2
Ecrasement de l'hélice (µm)	15	11	12
Ecrasement cuivre (µm)	1	1 à 2	2.à 3.5
contact hélice-montant (mm)	0,1	0,05 à 0,085	0,1

Tableau 15 : Comparaison des coupes effectuées sur la configuration 2

Il est très difficile de tirer des conclusions sur l'utilisation de tel ou tel matériau avec une observation unique. Lors du frettage nous n'avons pas une reproductibilité parfaite. Néanmoins, nous pouvons constater que le cuivre s'écrase toujours pour remplir les espaces creux et de ce fait augmenter la surface de transfert de la chaleur. La résistance thermique de contact est alors diminuée.

- **Contact Montant / Fourreau**

La surface de contact maximale est de 1.77*0.59 soit 1.04 mm² (soit 3 fois moins que le Tube n°1). La largeur de 0.59 mm représente le pas d'hélice en sortie.

Tube n°3 (W / APBN / Inox – Fer)

Cette partie s'est déroulée en différentes parties. Dans un premier temps nous avons récupéré une ligne testée qui a été réalisée pour un projet. Cette ligne a été chauffée par effet joule afin d'identifier la résistance thermique de l'ensemble. Une fois les essais finis, nous avons réalisé des coupes métallographiques. Mais l'identification des surfaces de contact était impossible car nous n'avions pas de cuivre sur l'hélice. Une mesure au MEB (par faisceau d'électron) est réalisée mais celle-ci ne nous renseigne pas davantage. Nous sommes donc passés à la seconde étape qui a été de réaliser une ligne.

Pour cette partie, nous avons réalisé un tri-enquillage. Cela signifie qu'en une seule fois nous avons fretté trois lignes avec des serrages variables afin de voir l'influence de celui-ci sur les surfaces de contact. La variation de serrage est modifiée avec la variation de hauteur des montants. Nous avons un serrage de 20µm, 30µm et 40µm. Le serrage habituel pour ce type de ligne est de 30µm. Après avoir obtenu les lignes, nous réalisons des coupes métallographiques au service matériaux de TED.

Un rapport des coupes est présenté en annexe 4. Dans celui-ci nous pouvons voir que le serrage augmente la pression de contact. Cela n'est pas visible sur la surface de contact entre l'hélice et le montant mais uniquement sur l'état des montants. En effet plus le serrage est élevé plus l'état des montants est déplorable.

Avec un serrage de 20µm, les montants ne se fissurent pas et ne cassent pas. A 30µm, le montant se met à bomber. Et à 40µm, nous avons une cassure à plusieurs endroits du montant.

Afin de conforter ces remarques, nous réalisons un nouveau tri-enquillage. Dans ce cas nous n'effectuons pas de coupes, mais nous ouvrons la ligne pour récupérer les montants et l'hélice. Nous n'observons pas de fissures sur les montants pour un serrage de 30µm, ce qui pousse à penser que la coupe à 30µm montre bien un montant bombé qui est revenu à sa forme initiale après décharge.

Et il en résulte que les fissures pour le serrage à 40µm sont produites lors de l'assemblage à cause d'un serrage trop important.

Un modèle numérique nous permettrait de valider ces remarques.

Conclusion :

Dans toutes les configurations, nous pouvons constater que le cuivre joue bien le rôle attendu. En effet, pour les géométries utilisant une hélice en Mo, on voit bien un écrasement du cuivre. Et pour les configurations utilisant une hélice en W, nous remarquons une continuité entre le cuivre et le nitrure de bore, ce qui augmente la surface apparente en contact.

III.3.1.3 Modèles

La partie précédente nous permet d'avoir un outil de comparaison expérimental afin de valider les modèles proposés. Dans un premier temps, le modèle analytique présenté dans la partie III.2.2 est utilisé afin **d'avoir une estimation très grossière** de la pression moyenne de contact. Ensuite, un modèle numérique bidimensionnel est réalisé pour la géométrie utilisant une hélice en Mo.

Nous rapelons l'expression analytique établie permettant d'obtenir la surface de contact en fonction de la charge.
L'effort résultant de cette répartition de pression élasto-plastique est :

$$W_N^{(ep)} = W_{N0}\frac{\overline{a}^4}{1+\overline{a}}\left[1-(1-\lambda)\left(1-\frac{1+\overline{a}}{\overline{a}^2}\overline{R}_{ee}\right)^2\right] \qquad \textbf{[III-24]}$$

L'équation **[V-19]** est l'intégration du champ de pression dans le domaine élasto-plastique. Nous pouvons en extraire le rayon de contact adimensionné en introduisant un chargement donné. Nous l'implantons dans Matlab afin d'obtenir des résultats numériques associés à ce modèle.

III.3.1.3.1 Analytique : Déduction de la pression

Le modèle analytique a été validé pour une configuration utilisant des montants en BeO donc supposés indéformables. Nous allons néanmoins tenter de transposer ce modèle.

- Pour le **tube n°1** :

La surface de contact maximale entre l'hélice et le montant est de 0.15*0.35 soit 0.0525 mm², la largeur de 0.35 mm est constante mais la largeur en contact n'est que de 0.31 mm. Sur les coupes métallographiques, nous pouvons remarquer que le contact s'effectue sur environs 80% de la ligne de contact soit 0.12mm.

contact Hélice / Montant
Surface de contact maximale = 0.12*0.31 mm^2.
Épaisseur du cuivre = 8 μm +/- 2 μm (mesure au microscope électronique à Supméca, Saint-Ouen).
Serrage = 17 μm (d'après les plans du PP04)

*Le modèle analytique nous donne une pression d'environ **660 MPa** pour le tube n°1. Si nous utilisons une hélice en Tungstène au lieu du MolaO, la pression serait d'environ **1.62GPa** (Figure III-35).*
Cela signifie que l'utilisation d'une hélice en W augmentera la pression de contact d'un rapport de plus de 2 si il est associé à un montant en BeO.

Le modèle n'est pas adapté pour étudier les géométries comprenant du Nitrure de Bore, mais nous pouvons néanmoins effectuer l'étude afin d'avoir un point de comparaison entre les différentes géométries. En effet avec du BN, l'hypothèse que la sphère est indéformable n'est plus valable.

- Pour le **tube n°2** :

La surface de contact maximale est de 0.2*0.2 soit 0.04 mm² (soit 23.8% de moins que le Tube n°1). La largeur de 0.2 mm est constante. Les coupes effectuées sur le tube n°2 étudient le serrage le long de la ligne. Il est montré un contact de 50% de la largeur du montant.

Contact Hélice / Montant
Ligne de contact maximale = 0.1*0.15 mm (50%)

Épaisseur du cuivre entre 2 et 4 μm
Serrage = 15 μm (d'après les coupes)

*Le modèle analytique nous donne une pression d'environ **1.65 GPa** pour le tube n°2. (Figure III-35).*

- Pour le **tube n°3** :

La surface de contact maximale est de 1*0.6 soit 0.6 mm² (soit 11.4 fois plus que le tube n°1),
La largeur de 1 mm est constante

Contact Hélice / Montant
Ligne de contact maximale = 0.59 mm (100%)

Contact Montant / Fourreau
La surface de contact maximale est de 0.6*1.616 soit 0.9696 mm² (soit 2.6 fois plus que le Th4092), la largeur de 1.616 mm représente le pas d'hélice à la sortie.
Ligne de contact maximale = 0.85 mm (85%)
Serrage = 30 μm (d'après les côtes du véhicule test thermique et des coupes)

*Le modèle analytique nous donne une pression d'environ **1.5 GPa** pour le tube n°3. (Figure III-35).*

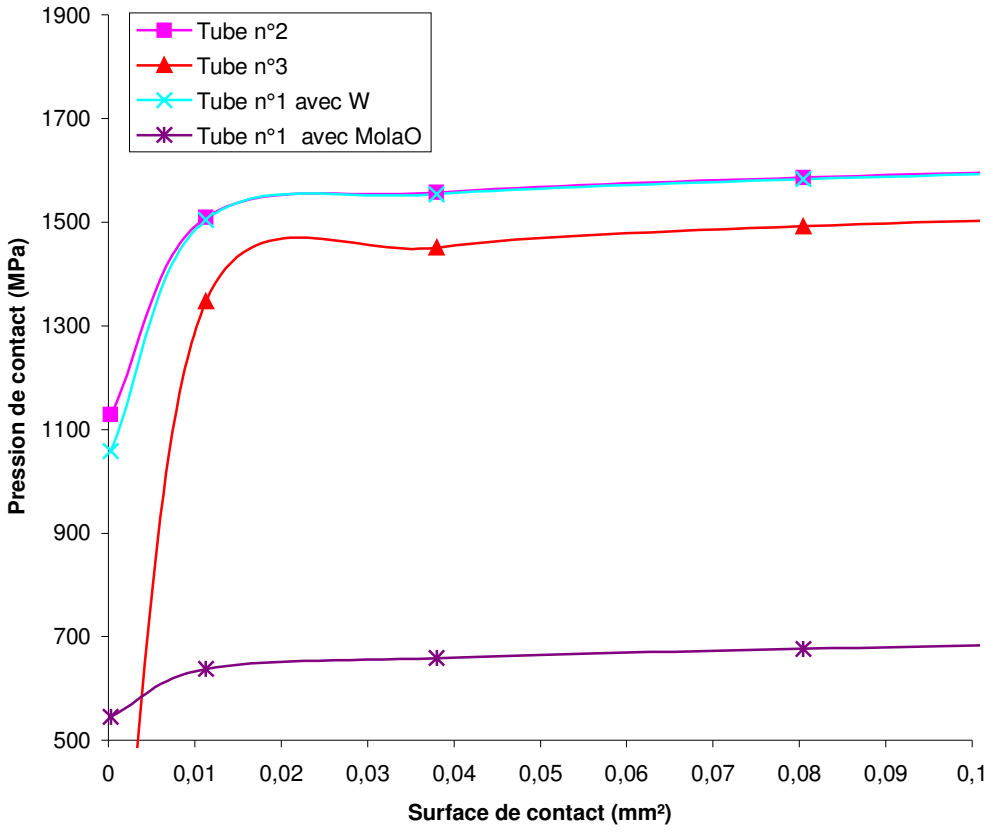


Figure III-35 : Détermination de la pression de contact à l'aide du modèle analytique

Il est à noter que cette partie n'est donnée qu'à titre indicatif, nous ne pouvons pas prendre en compte les pressions de contact identifiées. En effet, la translation d'une surface de contact circulaire à une surface rectangulaire n'est pas valable. Dans ce cas, nous surestimons la pression de contacts. Il serait intéressant d'effectuer une modélisation numérique afin de déterminer la pression de contact et la surface de contact afin d'effectuer une comparaison.
La Figure III-35 montre le gain potentiel sur la pression de contact en utilisant du W au lieu du MolaO. Nous ne pouvons pas remarquer la différence entre l'utillisation du BN et du BeO car le modèle ne le permet pas.

Pour finir cette partie sur l'identification des pressions de contact et des surfaces de contact, nous avons réalisé des études numériques. Dans un premier temps nous avons dimensionné l'hélice sur le plan mécanique. En effet, l'hélice doit rester dans son domaine élastique afin d'obtenir des bonnes pressions de contact. Il ne faut pas qu 'elle flambe au risque d'obtenir des interfaces de très mauvaises qualités.
Ensuite, nous effectuons une simulation en 2D afin d'identifier les pressions de contacts et les surfaces associées. L'annexe 5 présente ces résultats. Nous proposons également un modèle 3D d'étude numérique d'une ligne de transmission.

III.3.2 Les collecteurs

Dans cette partie, nous cherchons la pression de contact résultant du process d'assemblage comme il a été le cas dans la partie précédente pour les lignes de transmission.

Les collecteurs sont montés à froid avec un jeu de départ. L'assemblage s'effectue par frettage à chaud avec une frette en Molybdène. Dans cette partie, nous allons étudier un collecteur spatial.
Nous allons examiner le comportement mécanique d'un collecteur lors de l'assemblage et l'influence de l'épaisseur de l'électrode. Des électrodes sans ''becs'' ont été montées dans des enceintes. Au total 8 VT ont été réalisés, deux de même épaisseur à chaque fois afin de vérifier la reproductibilité. Les essais ont été réalisés par le service DT process de TED. Un modèle 2D sous Ansys est proposé pour identifier la surface de contact et la pression.

III.3.2.1 Configurations étudiées

Il s'agit d'un collecteur de type fretté, comprenant une enceinte cuivre-inox, et utilisé dans des applications spatiales.
Il est composé de 4 électrodes de même diamètre intérieur, auxquelles nous avons supprimé les becs. Les électrodes sont donc comparables à des anneaux. Elles sont entourées de 29 rondins en alumine de diamètre 2,81 mm, ce qui permet de garantir le non-contact des rondins entre eux.

Le procédé de frettage utilisé pour ce collecteur de type spatial est le même que celui utilisé pour le tube en production.

Les essais
Il a été réalisé 8 véhicules tests (2 fois la même mesure) pour lesquels le diamètre intérieur variait de 1 mm en 1 mm en partant de 19 mm à 22 mm. Le diamètre extérieur restant à 24,2 mm.

Préparation des rondins en alumine :

Les rondins n'ont subi aucune préparation particulière, les impuretés ne nuisent pas aux tests mécaniques.

Contrôle dimensionnel :
Chaque pièce a fait l'objet d'un contrôle dimensionnel : les diamètres intérieur et extérieur des électrodes et de l'enceinte, le diamètre intérieur de la frette, le diamètre des rondins, la hauteur des électrodes et de l'enceinte.

Assemblage des VT (Figure III-36) :
Les VT ont été assemblés en salle blanche. Pour faciliter le montage et assurer le maintien des électrodes, il a été créé un outillage spécifique en altuglas.
On ne monte que 29 rondins (-1 par rapport au collecteur standard) régulièrement répartis sur le pourtour. Cela évite que les rondins ne se touchent après frettage.

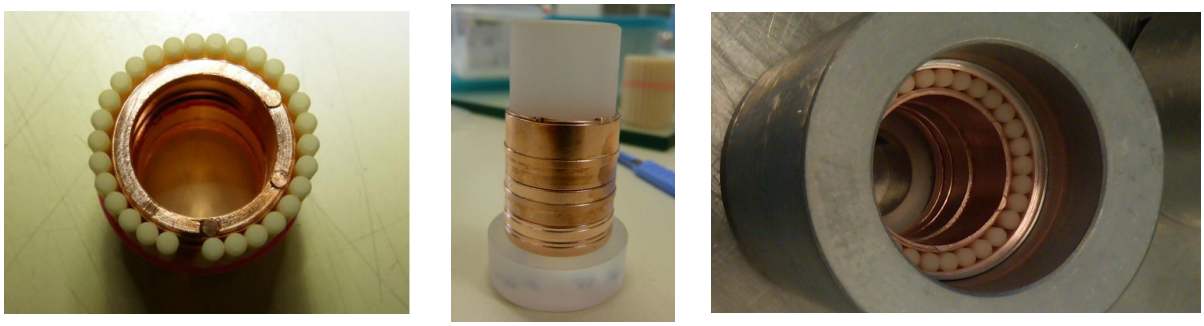


Figure III-36 : Technique d'assemblage des collecteurs

Les essais permettent d'observer deux points :
- La déformation de l'enceinte et les surfaces de contact
- La force d'arrachement nécessaire pour enlever l'ensemble électrode-rondin de l'enceinte.

Ainsi, pour chaque VT, il a été réalisé :

Observation et mesure après frettage :
Mesure des diamètres extérieurs de l'enceinte et intérieur des électrodes, et de la hauteur de l'enceinte.
Observation des rondins. Calcul du jeu entre les rondins.

Essai de traction (arrachement) :
Il permet de mesurer l'effort nécessaire pour décoller l'enceinte extérieure des rondins après frettage.

Ouverture du collecteur :
Contrôle visuel des pièces et mesure de la taille des empreintes imprimées par les rondins sur les électrodes et sur les enceintes.

Conclusion :
Au travers des résultats obtenus sur les véhicules tests de cette étude, nous pouvons apporter les conclusions suivantes :

- Plus l'épaisseur des électrodes est faible, moins le serrage est important. On constate ce résultat, à la fois au travers de la mesure de l'effort de traction et au travers de la mesure de la taille des empreintes imprimées par les rondins en Al2O3.

En terme de design des électrodes, pour un diamètre extérieur de 24.2mm, il convient de ne pas adopter une épaisseur inférieure à 1.6mm. Cette épaisseur est le minimum possible pour avoir une pression de contact suffisante.
Nous avons une épaisseur de 2,6 mm (hors becs) pour les collecteurs en production, nous pouvons donc affirmer qu'il y a suffisamment de marges.

- Le serrage réel sur les électrodes, de l'ordre de quelques centièmes, est faible par rapport au serrage théorique calculé à 0.24. Cela signifie qu'il y a une forte déformation plastique du cuivre et une faible déformation résiduelle élastique. Cette dernière est la seule à conditionner le serrage.
- Cependant, on constate qu'il y a une dispersion non négligeable dans les résultats au travers des véhicules tests fabriqués. Il faut donc prendre ces affirmations comme une tendance et non comme une règle. Pour confirmer ces résultats, il faudrait éventuellement refaire une autre série de tests.
- Dans tous les cas, il serait intéressant de faire la corrélation entre ces résultats pratiques et une simulation thermomécanique.

III.3.2.2 Modèle numérique

Nous réalisons un modèle 2D sous ansys afin de comparer les résultats expérimentaux avec la simulation numérique. Les détailles du modèle sont données en Annexe 6.

Résultats

Le modèle est résolu à l'état stationnaire en effectuent différentes étapes correspondant au cycle de frettage.

Nous étudions les cas expérimentaux, en comparant les paramètres suivants :

- Déplacement du diamètre extérieur de l'enceinte.
- Déplacement du diamètre intérieur de l'électrode.
- Empreinte sur les VT qui correspond aux surfaces de contact.
- Les pressions de contact avec les forces d'arrachements.

Nous examinons également les paramètres suivants :

- Contraintes internes de Von Mises. (critère de plasticité)
- Contraintes de Von Mises en plastique.
- Evolution de la pression de contact.

Les dimensions des VT sont prises à l'aide d'un pied à coulisse qui implique une certaine incertitude de mesure.
Pour les empreintes entre l'électrode et le rondin, nous avons une évolution le long du rondin. Ceci peut être dû aux défauts de forme des différentes parties, de l'état de surface etc. Une moyenne est effectuée mais cela rend une comparaison avec un modèle numérique 2D difficile.
Nous pouvons observer le type de mesure sur la Figure III-37 et la Figure III-38 :

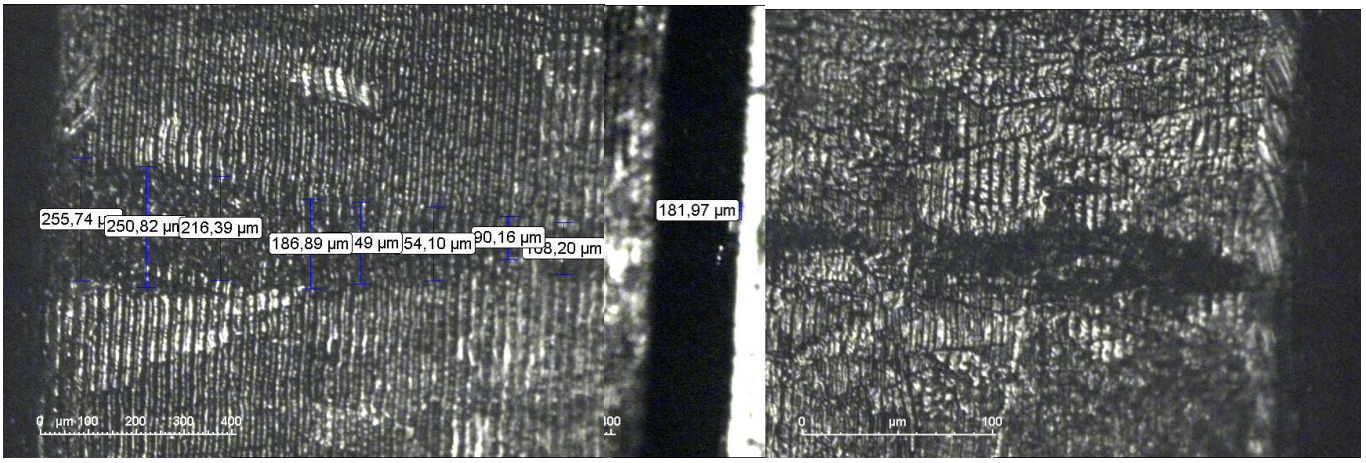


Figure III-37 : Electrode 3 du VT n°8 (X5)

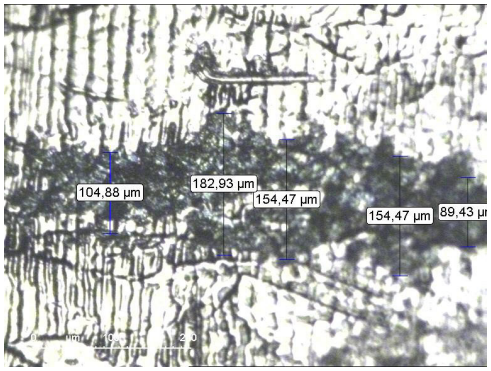


Figure III-38 : Electrode 3 du VT n°8, extrémité droite (X10)

Nous allons maintenant simuler le collecteur en étudiant différentes épaisseurs d'électrode.
Pour cette partie, nous nous intéresserons particulièrement aux paramètres suivants :

- Les lignes des contacts.
- La force aux contacts.
- Les déformations.

Comparaison des valeurs expérimentales et numériques.

- Ligne de contact

Les lignes de contacts signifient le contact axial que l'on a entre l'électrode et le rondin et entre le rondin et l'enceinte.
Le tableau 13 regroupe les valeurs obtenues :

	Epaisseur électrode	**Empreinte exp**				**Empreinte calculée**	
		mesure 1		moy	Mesure 2	Electrode-R	R-Enceinte
VT1	2,6	0,254	0,231	0,243		0.146	0,160
VT2	2,1	0,22	0,244	0,232		0,144	0,160
VT3	1,6	0,199	0,228	0,214		0,144	0,148
VT4	1,1	0,172	0,16	0,166	0,163	0,120	0,134

Tableau 16 : Etude du collecteur, ligne de contact

Les empreintes expérimentales avec la mesure 1 correspondent aux mesures effectuées par la DT process de TED. La mesure 2 provient de la Figure III-38 effectuée à l'aide d'un microscope électronique.
La colonne empreinte calculée correspond à la valeur sortie par le logiciel Ansys.

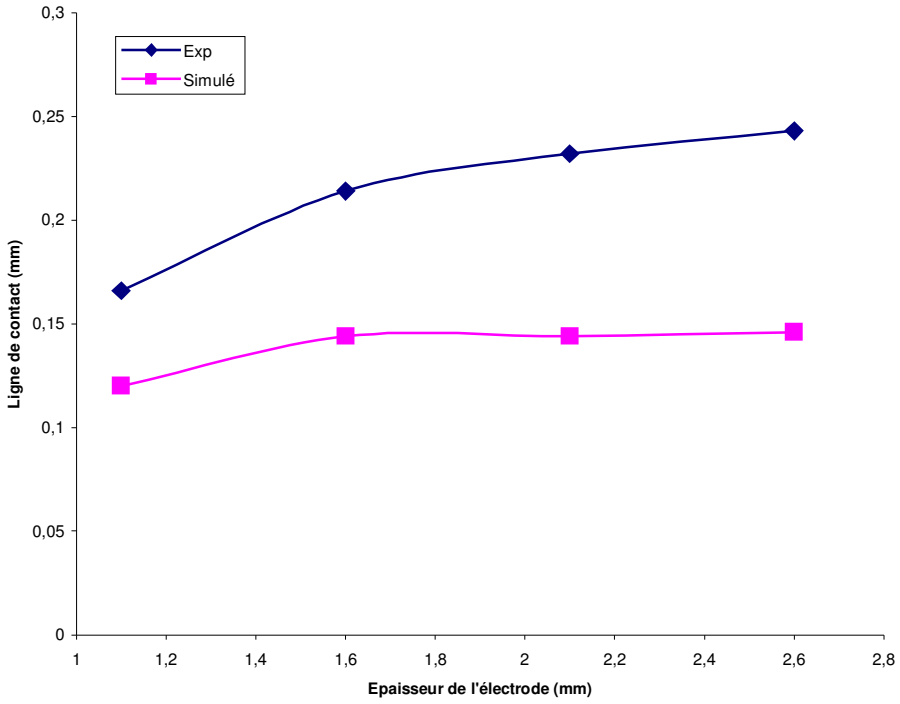


Figure III-39 : Comparaison de la ligne de contact

Nous remarquons un rapport d'environ 1.5 entre les mesures et la simulation sur la Figure III-39. Cet écart exclut l'hypothèse d 'effectuer une simulation 2D. En effet, il y a une évolution de la zone de contact qui renforce l'exclusion de l'hypothèse d'un modèle 2D. De plus, la rainure permettant l'emplacement des électrodes ajoute des contraintes supplémentaires.

Néanmoins, la comparaison reste possible et faisable. Nous pouvons voir des allures de courbes similaires qui nous indique une valeur limite à environ 2.1 mm avec une marge d'erreur.

- Force

Nous nous intéressons également aux forces de contact. En effet, nous pouvons comparer la valeur obtenue numériquement pour les forces de contact avec la force d'arrachement nécessaire pour extraire l'ensemble électrodes-rondins de l'enceinte. Lorsqu'on extrait par arrachement l'ensemble électrodes-rondins, nous mesurons la force tangentielle. Il y a un coefficient de frottement qui empêche le glissement. Le modèle 2D, nous donne l'effort normal aux interfaces entre l'électrode et le rondin et entre le rondin et l'enceinte.

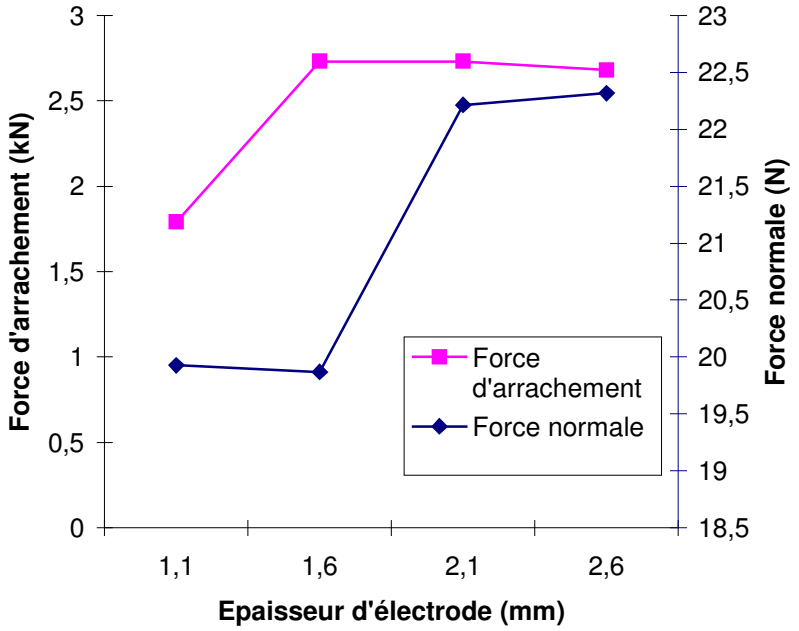


Figure III-40 : Comparaison de la Force d'arrachement et la force normale

Les essais montrent qu'il n'y a plus d'évolution de la force d'arrachement pour une épaisseur d'1.6mm. La simulation arrive à la même conclusion mais pour une épaisseur de 2.1mm (Figure III-40). Ce qui pourrait nous indiquer que la force de frottement n'augmente à partir d'une certaine épaisseur. Nous en déduisons donc que la pression d'interface n'augmente plus également.
Notons qu'il existe une certaine dispersion dans les valeurs expérimentales.
En observant de plus près les résultats numériques, nous remarquons que l'effort normal de contact de l'enceinte est sensiblement constant. Cela montre que la pression entre le montant et l'enceinte provient de la valeur de serrage et de l'épaisseur de l'enceinte.
La force au niveau du contact Electrode - Rondin augmente avec l'épaisseur d'électrode, mais pas de façon linéaire.

Nous pouvons dire que les épaisseurs les moins faibles s'arracheront plus facilement mais la comparaison entre l'expérience et le modèle reste difficile.
Comme pour la comparaison précédente nous arrivons à la conclusion qu'il faut une épaisseur minium de 2.1mm.

- Conclusion

Cette étude nous montre l'influence de l'épaisseur de l'électrode sur les conditions d'interfaces. Une épaisseur d'électrode trop faible aura une force de contact faible. Ceci conduit à une résistance de contact plus élevée et à une température d'électrode élevée. Ces travaux nous montrent que l'épaisseur des électrodes doit être choisie de manière réfléchie, pas uniquement sur un point de vue électromagnétique mais également sur le point de vue thermomécanique.
On note également qu'à partir d'une certaine épaisseur d'électrode, l'influence sur les paramètres d'interface reste faible. Les valeurs expérimentales présentent dispersion assez importante.

En conclusion, ce modèle 2D nous montre une certaine cohérence avec les mesures expérimentales malgré la différence sur les valeurs. Néanmoins, les résultats théoriques peuvent avoir une certaine incertitude due à la largeur des mailles.

III.4 Détermination expérimentale de la Résistance Thermique de Contact (RTC)

La RTC est un paramètre important dans les mécanismes de transfert de chaleur entre deux pièces en contact. Ce paramètre qui peut varier en fonction de la température et de la pression est primordial pour l'étude précise des lignes de transmission et des collecteurs. Il dépend à son tour de nombreux paramètres comme on a pu le voir dans la partie bibliographique (l'état de surface, les propriétés matériaux, la nature du milieu interstitiel …).

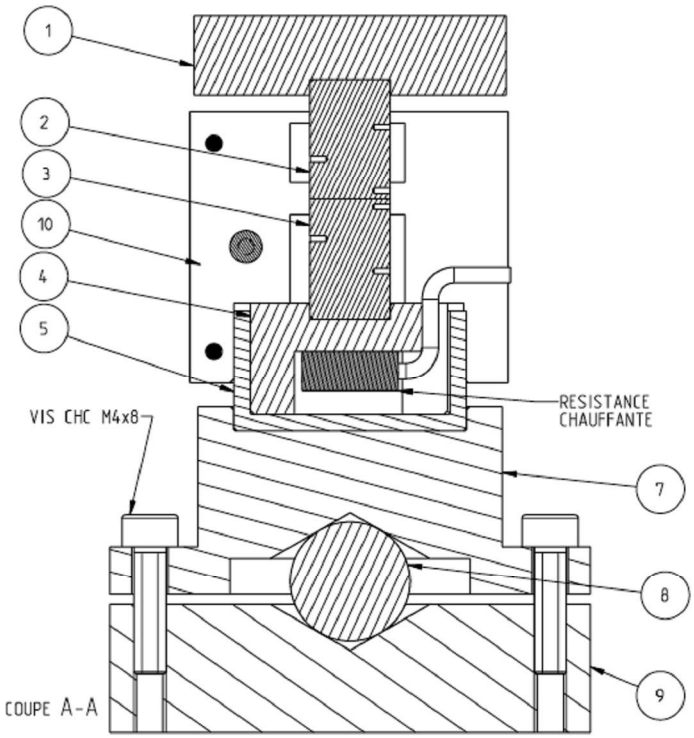
Afin d'identifier les RTC concernant nos études, nous mettons en place un dispositif expérimental approprié. L'état de surfaces est inspecté sur les géométries réelles afin de les reproduire sur les éprouvettes. Toutes les étapes vues par les différentes pièces sont reproduites pour les échantillons à tester.

Cette partie du travail a été réalisée avec le soutien du laboratoire de recherche de l'école supérieure de mécanique de Saint-Ouen (Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des MAtériaux: LISMMA).

III.4.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental présenté dans la Figure III-41 a été entièrement réalisé à l'occasion de la thèse. Il est composé d'un système de chauffe, d'un système de maintien, d'une presse et des échantillons à tester. Après une étape de dimensionnement à l'aide de modèle analytique et numérique nous avons réalisé les plans puis la fabrication. Ce dispositif nous permet d'effectuer des mesures de RTC sur une large gamme de matériau en fonction de la pression et de la température.

III.4.1.1 Dispositif



1. Support supérieur pour échantillon.
2. Eprouvette supérieure
3. Eprouvette inférieure
4. Socle en Tungstène
5. Isolant
7. Support supérieur
8. Bille
9. Support inférieur

10. Système de maintien axial

Figure III-41 : Schéma du dispositif expérimental de mesure de la RTC

Pour une mesure fiable de la RTC, il faut s'assurer d'un contact plan/plan. Pour ce faire, le dispositif contient un système de rotulage au moyen d'une bille (7,8 et 9).

Un isolant (5) plastique est utilisé pour diriger le flux de chaleur vers l'interface à tester. Il est en matériau résistant aux fortes compressions et permettant une utilisation jusqu'à 450°C en continue.



Figure III-42 : Dispositif expérimental de mesure de la RTC

La Figure III-42 montre le dispositif réel utilisé pour effectuer les mesures de RTC.

III.4.1.2 Moyen de presse

Une presse mécanique de 100 tonnes (Figure III-43) présente à Ecole Supérieure de Mécanique de Saint-Ouen (SUPMECA) a été utilisée pour les essais.



Figure III-43 : Presse mécanique de 100 tonnes

III.4.1.3 Résistance chauffante

La résistance chauffante de type Thermocoax (Figure III-44) est spécialement conçue pour l'expérience. Un fil bifilaire est introduit dans une gaine inox. Ce fil est bobiné et brasé autour d'un cylindre de 4 mm de diamètre en inox (mandrin). Cette résistance est réalisée en effectuant 5 spires sur ce mandrin, puis une deuxième couche est effectuée par-dessus de 5 spires. Cette opération est répétée 4 fois. On obtient donc un cylindre de diamètre 12mm et de hauteur 5mm. Entre les fils, pendant le bobinage, il a été positionné un fil inox de Ø0.35-0+0.05mm de façon à combler les jeux entre spires et assurer ainsi une bonne transmission de la chaleur. Les spires sont soudées entre elles au laser sur 2 génératrices minimum.



Figure III-44 : Résistance chauffante, RTC

La résistance, ainsi fabriquée, est brasée en HF à l'aide d'une coupelle de brasure (Or-Cu78) sur un support en tungstène comme nous pouvons le voir dans la Figure III-45. Des essais préliminaires ont été effectués sur des plots afin de trouver la brasure correspondante. Ces étapes ont révélé qu'une coupelle Argent – Cuivre (Ag-Cu) ou Nickel-Argent (Ni – Ag) ne permet pas la brasure.

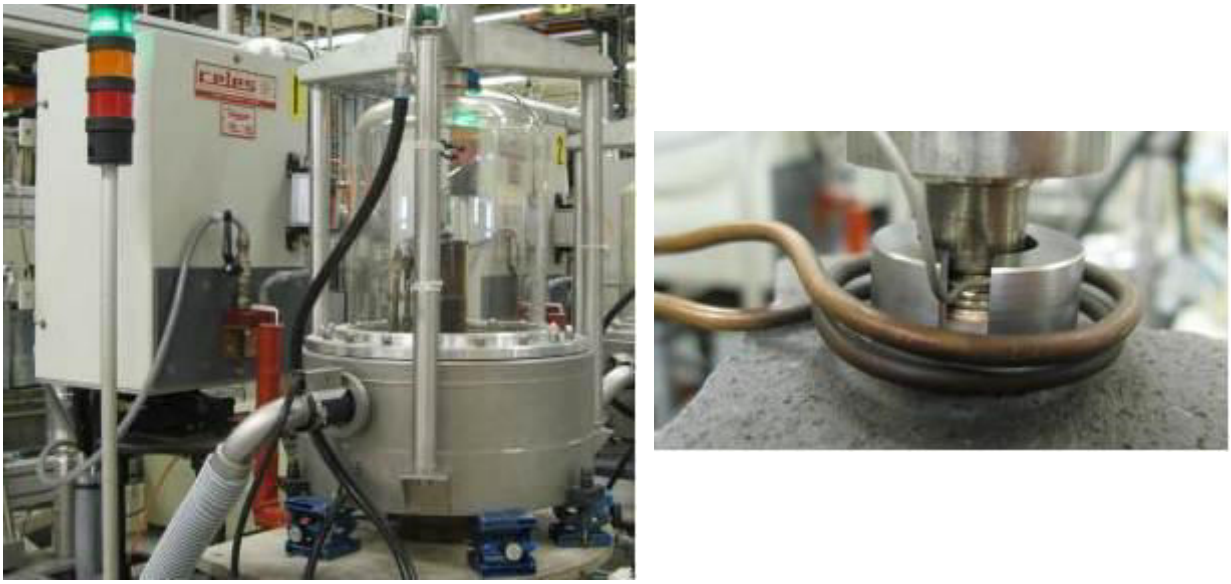


Figure III-45 : Moyen de brasage de la résistance chauffante sur son support

III.4.1.4 Capteur d'effort :

Le capteur d'effort est disponible à Supméca. Il permet de mesurer une force maximale de 200 kN permettant de connaître la charge appliquée. Nous enregistrons la pression et les températures en fonction temps. Le capteur transmet une tension qui est relevée à l'aide d'une acquisition Agilent.



Figure III-46 : Capteur d'effort

Nous calibrons le capteur de force à l'aide d'une masse de 5Kg et d'une autre de 10Kg.

	Acquisition (mV)	
poids (Kg)	Début	fin
5	417,76	412,17
	5,6	
10	417,9	407,56
	10,3	

Tableau 17 : Calibration du capteur d'effort pour la mesure de RTC

Nous avons une variation de 10mV pour une masse de 10Kg avec l'acquisition Agilent.
Afin d'avoir une calibration encore plus précise, nous l'effectuons au cour du temps. D'après la Figure III-47, nous confirmons avons une variation de 10mV pour une masse de 10Kg.

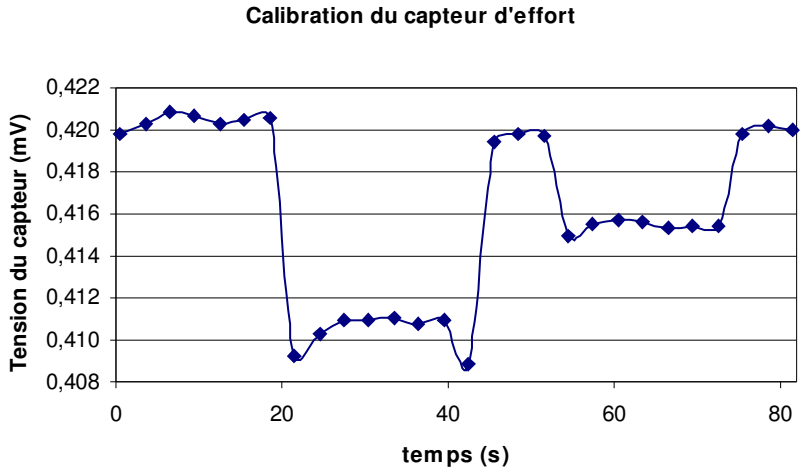


Figure III-47 : Calibration du capteur d'effort en fonction du temps

III.4.1.5 Moyen de mesure de température

Les températures sont relevées à l'aide de thermocouple de type K (Chromel-Alumel de diamètre 25 µm). Plus le thermocouple est fin meilleur est le temps de réponse et donc la précision. Différentes méthodes sont employées pour fixer les thermocouples. Dans la plupart des cas le thermocouple est introduit dans un trou rempli de graisse thermique afin de minimiser la résistance de contact à l'interface solide-thermocouple.
Une mesure sur un échantillon en inox montre qu'il n'y a pas de différence entre un thermocouple fixé au laser et un autre introduit dans le trou.
Le nombre de Biot radial du système étant très inférieur à 0.1, le champ de température est monodimensionnel dans la zone non perturbée par la constriction des lignes de flux.
Les thermocouples sont placés dans des trous de 0.7mm, ce qui implique une certaine incertitude sur la position exacte du thermocouple. Nous ferons des calculs afin de quantifier cette erreur.
Pour les thermocouples fixés au laser la position du thermocouple est relevée au microscope optique.
Nous plaçons 5 thermocouples sur chaque échantillon. Le plus près est à un mm de la surface de contact et le plus éloigné à 9 mm. Nous avons donc un thermocouple à 6 mm de l'élément chauffant.

Les thermocouples sont reliés à une carte d'acquisition Agilent. De l'autre côté les brins sont soudés au laser. Toutes les températures sont relevées toutes les 5s.

III.4.1.6 Echantillons

L'objectif de cette partie est d'identifier les RTC pour tous les types de contact que l'on peut rencontrer dans les lignes de transmission et les collecteurs. Nous les avons cités dans le Tableau 18.
Pour les lignes de transmission nous avons deux configurations différentes qui nous donnent au final huit contacts à étudier.
Pour les collecteurs le problème est simplifié car le rondin est en contact avec du cuivre des deux cotés. Nous avons donc trois contacts à étudier.

	Configuration ULM	Configuration Vélizy
Hélice	MolaO	Tungstène
Montant	BeO	APBN
Fourreau	CuNi44	Inox
	Acier Etanche	Acier Etanche

Collecteur	
Electrode	CuC2 recuit
Rondin	ALN
	BeO
	Alumine
Enceinte	Cuivre
	Inox

Tableau 18 : Les différents contacts présents dans les TOP



Figure III-48 : Photo des échantillons utilisés pour les mesures de RTC

La première étape est d'obtenir les échantillons des matières énumérées dans les tableaux précédents. Certaines matières sont très difficilement disponibles. Des plots de 15 cm de hauteur avec un diamètre de 9,98 mm sont choisis comme indiqué sur la Figure III-48. Les échantillons sont obtenus par tournage.
Des perçages de 2mm de profondeur sont réalisés sur les plots afin de faciliter l'instrumentation. Une rotation de 90° d'un perçage à l'autre est appliquée afin d'éviter de perturber la mesure par les perçages voisins.

Les échantillons ont soit été réalisés en interne lorsqu'il était possible soit commandés chez un fournisseur spécialisé.
Le Nitrure de Bore anisotrope (APBN) a nécessité des soins particuliers. En effet, la particularité de ce matériau est la dimension des plaques disponibles: l'épaisseur maximale est de 2,9mm et la hauteur de 24,9mm. Nous avons donc coupé les plaques en 2 pour les ramener à 12mm de hauteur que l'on a ensuite collé à l'acrylique. Quatre plaques ont été collées. Nous avons ensuite fait usiner ces pièces pour obtenir les plots. Nous indiquons l'obtention de cette matière car elle peut être source d'erreur lors des mesures.



Figure III-49 : Elaboration des échantillons d'APBN

Une fois les éprouvettes réalisées, nous examinons l'état de surface des pièces réelles afin de faire correspondre le mieux possible les paramètres tribologiques. Nous utilisons le matériel disponible à Supméca pour analyser l'état de surface d'une hélice, d'un montant et d'un fourreau après enquillage.

III.4.2 Etat de surface sur une ligne de transmission

Nous avons pu voir dans la partie bibliographique que l'état de surface joue un rôle très important dans la détermination de la RTC. Nous cherchons donc l'état de surface réel des différentes pièces afin de les reproduire sur les échantillons. Pour cela nous utilisons la ligne qui a été frettée (cf. la partie IV.1.3 pour le Tube n°4).
Il faut noter qu'une mesure surfacique de 4*4 mm dure environ 50h avec une résolution d'un µm.

III.4.2.1 Hélice

- **Mesure sur une hélice fréttée**

Sur l'hélice les empreintes produites lors du frettage sont observables à l'œil nu. Nous réalisons une mesure surfacique sur quatre spires.

Nous obtenons la Figure III-50:

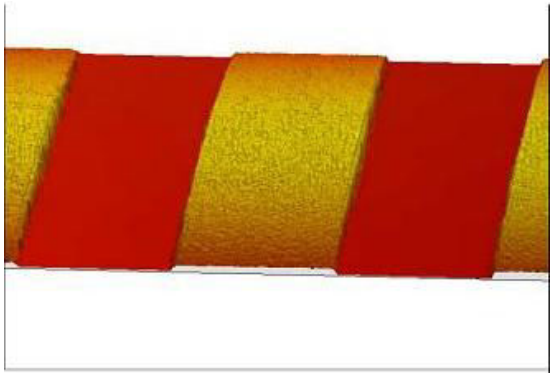


Figure III-50 : Surfomètrie 3D sur une hélice

Nous traçons le profil selon un axe, on obtient la Figure III-51 :

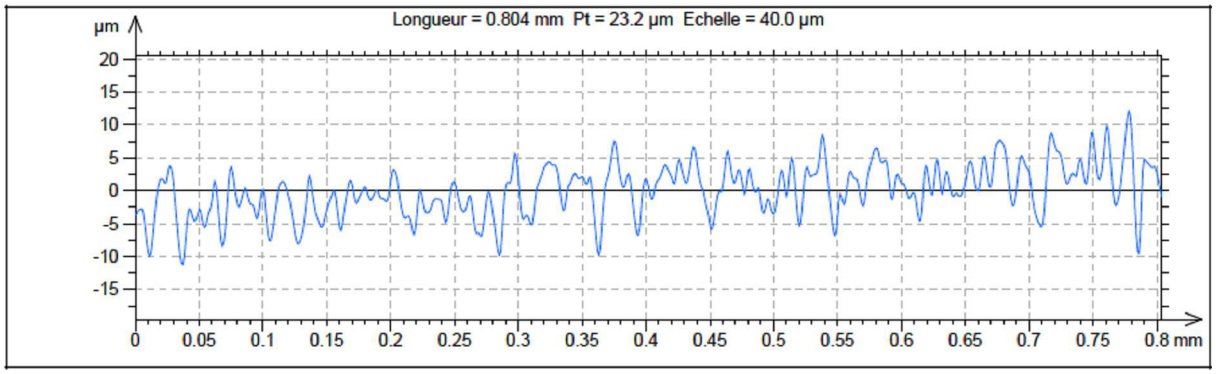


Figure III-51 : Profil surfacique pour une hélice en W

Le logiciel d'exploitations Montains Maps permet d'effectuer une multitude d'opérations d'observation. La démarche est toujours la même.
Nous importons le profil tracé, ensuite nous supprimons les formes (s'il en existe) et nous réalisons un seuillage afin d'éliminer les points non-mesurés. Une application permet de calculer les paramètres souhaités à partir de la courbe finale. Pour cette zone, on obtient un Ra d'environ 1.80µm avec un filtre de 0.25µm.

- **Mesure sur les échantillons pour la mesure de RTC**

Les éprouvettes sont des cylindres de 15mm de hauteur et de 10mm de diamètre. Nous inspectons la face qui sera en contact lors de l'essai. Nous trouvons un Ra d'environ 2.4µm avant essai et de 1.68µm après essai avec un filtre de 0.25µm pour une hélice en tungstène cuivré. Pour un échantillon en MolaO cuivré, nous trouvons 2.15µm après essai. La mesure avant essai n'a pas été réalisée.

Conclusion
Nous avons la même rugosité sur l'éprouvette que sur une hélice. Les deux pièces ont été cuivrées de la même manière.

III.4.2.2 Montant

Pour le montant nous avions commencé par effectuer des mesures de surface en 3D comme sur la Figure III-52 afin de s'assurer que le collage des lamelles à l'acrylique n'était pas préjudiciable. La Figure III-53 montre le profil mesuré.

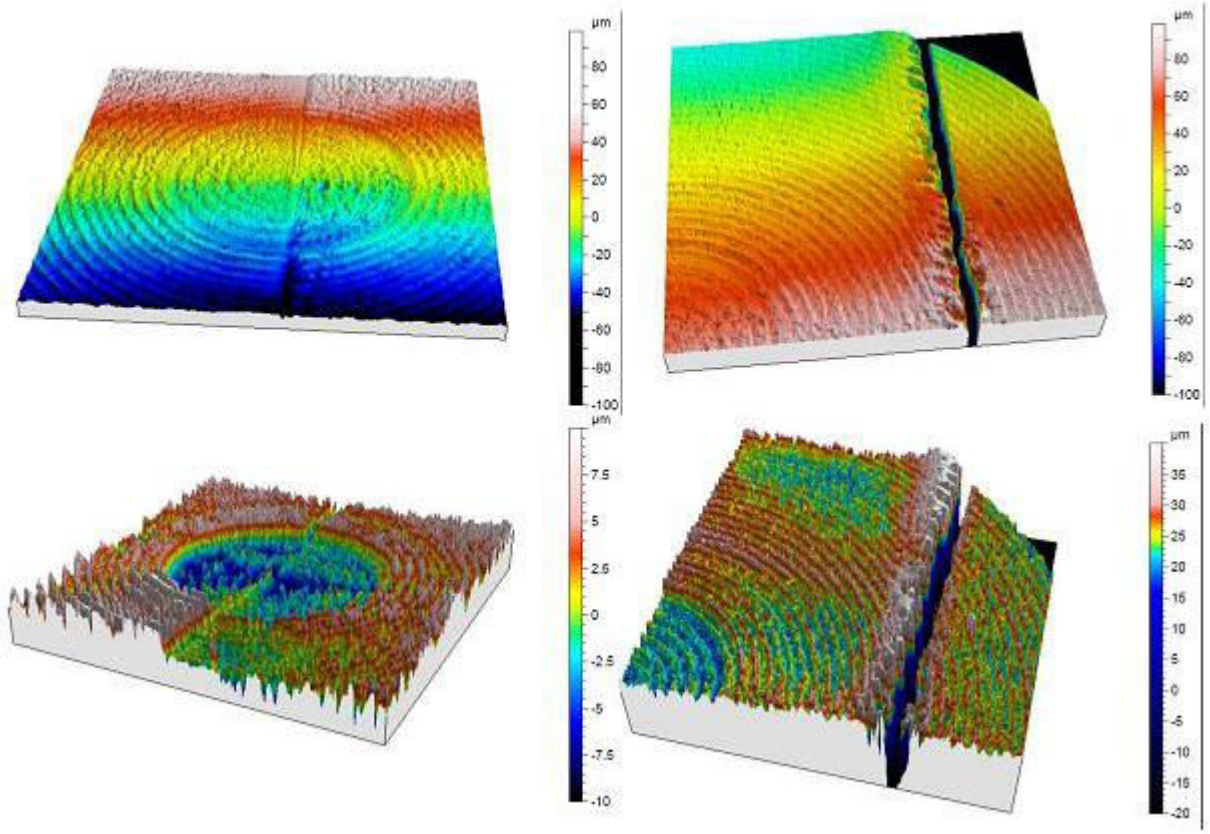


Figure III-52 : Surfométrie 3D sur un plot représentant un montant

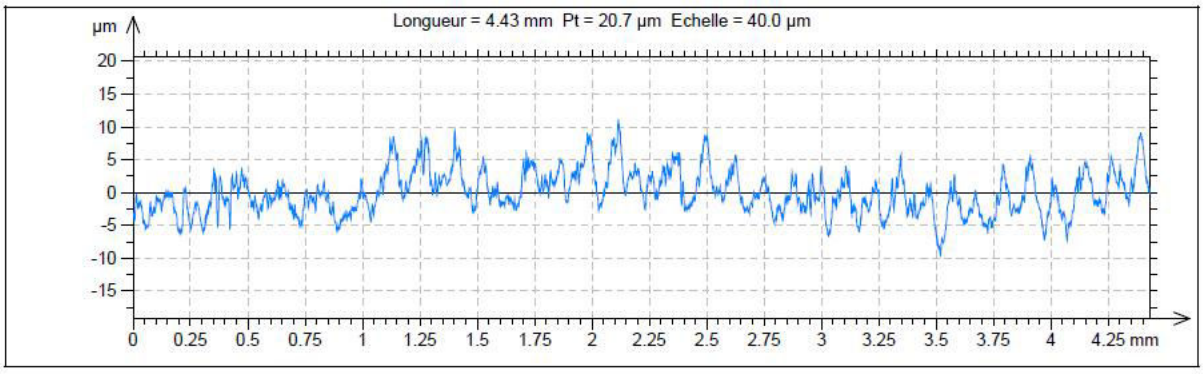


Figure III-53 : Profil surfacique pour un montant en APBN

Cette étape nous a permis d'identifier plusieurs problèmes :

- Un Ra de 2µm qui semble élevée.
- Une ouverture anormale sur un côté avec une déclinaison.
- Un morceau de lamelle qui s'est détaché lors de l'usinage.

Ces problèmes nous ont permis d'identifier des étapes mécaniques effectuées sur les montants. La face en contact avec l'hélice est reprise avec une fraise qui donne un effet poli. La face en contact avec le fourreau est coupée avec une scie rotative.

La Figure III-54 montre une vue 2D du montant de la surface en contact. Nous remarquons très nettement la marque de l'hélice. La largeur de l'hélice est de 1 mm, la marque de droite qui débute à 3mm et finie à 4mm montre un contact complet. Alors que l'empreinte de droite ne touche que sur 50% de la largeur entre 1.6mm et 2.1mm.

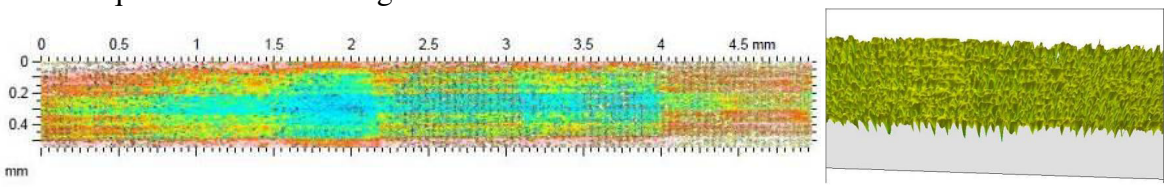


Figure III-54 : Mesure surfacique d'un montant en 2D

Le Ra varie en fonction de l'emplacement de la mesure et du seuillage. En effet, au niveau du contact, nous avons un Ra de 0.375 et de 1.04 µm hors contact. Un profil sans les pics donne un Ra de 0.577µm et de 1.55µm avec les pics.

Conclusion :
Nous retrouvons sensiblement la même chose sur les plots d'essais, ce qui signifie que l'état de surface est identique dans les deux cas.

III.4.2.3 Fourreau

La Figure III-55 monte une surfométrie d'un fourreau en 3D qui comprend une entretoise et deux masses polaires.

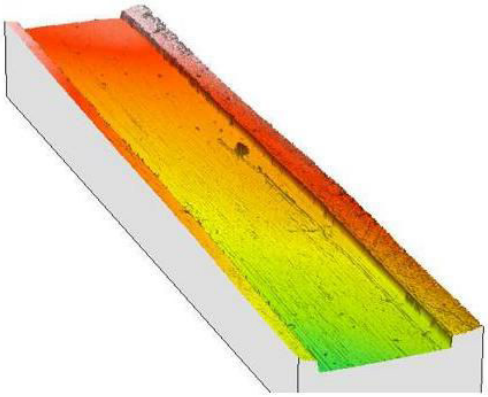


Figure III-55 : Surfomètrie 3D sur un fourreau

Nous identifions un Ra de 1.2µm au niveau de la Masse Polaire (MP) et d'environ 0.7 au niveau de l'Entretoise (E).
Les mesures sur les éprouvettes tests nous donnent un Ra de 1.03µm pour la MP et de 1.64 µm pour les entretoises.

Conclusion :
Nous avons donc une différence notable sur l'état de surface au niveau de l'entretoise.

III.4.3 Etat de surface sur les collecteurs

III.4.3.1 Les rondins

Pour les rondins, nous n'avons pas effectué de surfométrie 3D mais uniquement des profils 2D qui prennent beaucoup moins de temps.

- **ALN**

Nous trouvons 1.82µm dans la circonférence du rondin et 1.85 µm dans la longueur.
L'échantillon présente un Ra de 1,7 µm environ.

- **BeO**

Nous trouvons 1.69µm dans la circonférence du rondin et 1.53 µm dans la longueur.
L'échantillon présente un Ra de 1,46 µm environ.

III.4.3.2 Electrode en Cuivre recuit

Nous trouvons 2.9 µm dans la circonférence de l'électrode et 1.01 µm dans la longueur avec un filtre de 0.08µm.
L'échantillon présente un Ra d'environ 1,4 µm environ.

Conclusion :

Nous avons donc quasiment le même état de surface pour toutes les pièces. La seule différence est l'inox présent dans le fourreau. Il est à noter que nous n'avons pas effectué de mesure sur un fourreau CuNi - Fer et sur un rondin en AL995. La mesure sur les plots d'essais a été effectuée.

De manière générale, nous avons des Ra de type standard de 1.6 µm. Lorsqu'on a un contact entre deux matériaux durs, il est préférable d'avoir une surface polie afin d'augmenter la surface réelle de contact.

III.4.4 Modèle d'identification

Nous avons pu voir les différentes techniques d'identification de la RTC dans la partie bibliographique II.1.4. Nous avons opté pour une étude transitoire de la RTC qui nous permet une meilleure précision. Nous utilisons une technique de retour vers la surface [R&B, 1986] pour déterminer les températures et flux interfaciaux. A partir de ces températures et du flux qui traverse l'interface, on détermine la RTC en fonction du temps. L'avantage d'utiliser la phase transitoire est de disposer d'une multitude de résultats contrairement à l'état stationnaire.

Méthode inverse de retour à la surface, détermination des températures et des flux surfaciques.

De nombreux problèmes ne peuvent pas être résolus car l'instrumentation des parois est très difficile voir impossible (Contraintes trop fortes, perturbation du thermocouples, paroi non accessible, etc.). Dans notre cas l'instrumentation en surface des échantillons perturbera le phénomène à mesurer. Des méthodes ont été développées pour surmonter ce problème. Ce sont des méthodes inverses de conduction de la chaleur.

Une méthode de retour à la surface est utilisée pour déterminer les températures et les flux surfaciques, à partir des capteurs de températures.

III.4.4.1 Positionnement des thermocouples

Les températures sont mesurées en cinq points dans le solide comme indiqué dans la Figure III-56. Les thermocouples sont tournés de 90° l'un par rapport à l'autre pour éviter de perturber la mesure précédente. L'inversion est réalisée en utilisant que deux positions (respectivement T1, T2 ou T3, T4). Les thermocouples choisis peuvent être variables selon les résultats obtenus.

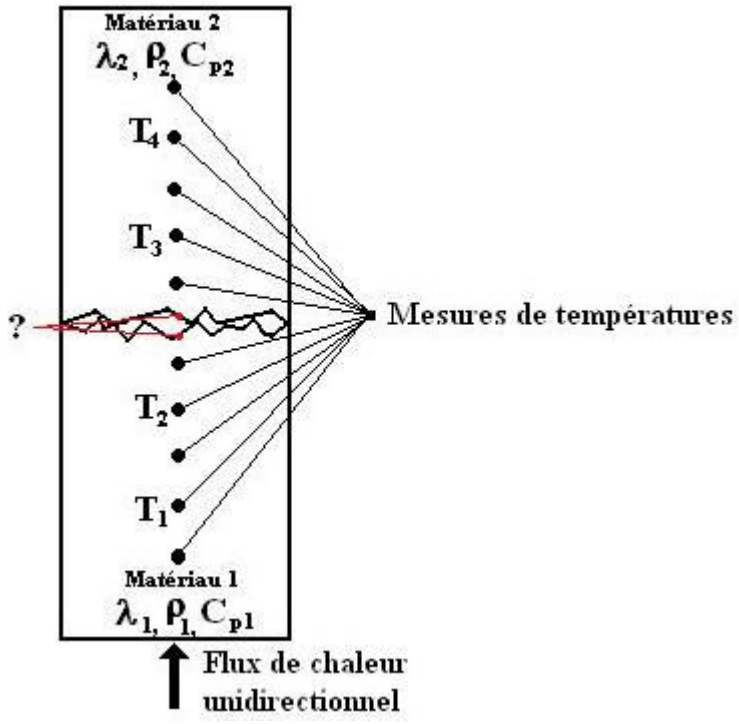


Figure III-56 : Schématisation des emplacements des thermocouples

La distance entre les surfaces de contacts et les trous des thermocouples doit être choisie judicieusement. Le ne doit pas être trop près de la surface à défaut être perturbé ou trop loin. Dans ce cas, le bruit de mesure sera trop élevé.
Le thermocouple le plus proche de la surface est donc critique, il conditionne la faisabilité de l'inversion avec le pas de temps.
Le pas de temps caractéristique de l'inversion est donné par :

$$\Delta t_i = \frac{a\Delta t}{E_1^2} \qquad \textbf{[III-25]}$$

avec a (m²/s) diffusivité thermique du matériau,
Dt (s) pas de temps de la discrétisation temporelle,
T2 ou T3 (m) distance entre la surface et le thermocouple le plus proche de celle-ci.

Pour que la résolution du problème inverse ne pose aucun problème, il faut que $\Delta t_i = 0{,}05$. Dans notre cas, nous avons de nombreux matériaux mais le critère est toujours respecté car nous avons des petits échantillons.

III.4.4.2 Méthode de retour vers la surface

Nous utilisons la méthode mis au point par Raynaud et Brasier de retour à la surface qui est nettement plus rapide et précise que les autres méthodes. Nous pouvons citer sans rentrer dans les détails, la méthode de spécification de fonction proposée par Beck en 1968.

La méthode retenue se décompose en deux parties, la zone directe où l'on calcule à chaque pas de temps la température dans tout le domaine. Et la zone indirecte où l'on détermine à chaque pas d'espace la température pour tous les pas de temps. Une dernière étape permet de déterminer le flux surfacique.

Le solide à étudier est discrétisé en plusieurs tranche d'épaisseur Δxd dans la zone directe et Δxi dans la zone inverse. La méthode des différences finies est appliquée pour résoudre le problème. Les mesures des thermocouples délimitent les deux zones comme sur la Figure III-57.

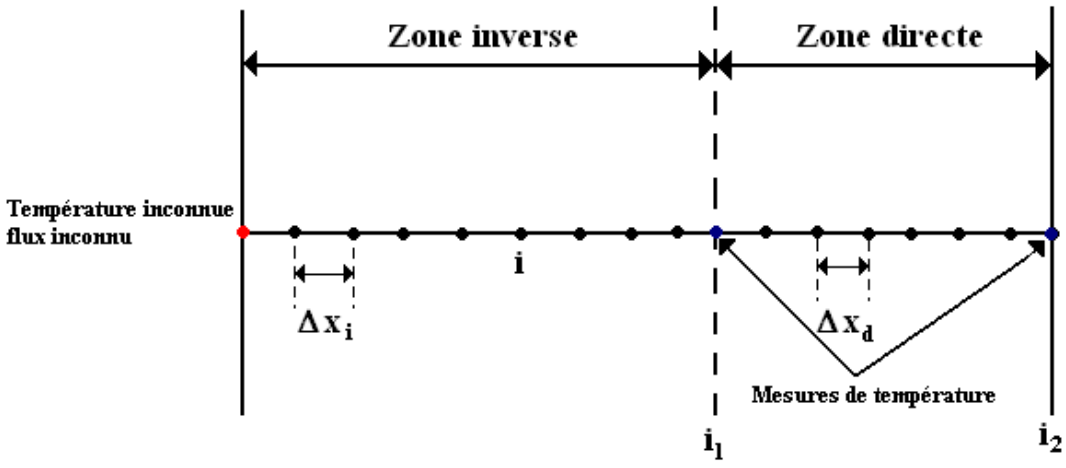


Figure III-57 : Discrétisation du domaine pour l'inversion

III.4.4.3 Résolution du problème directe

Le champ de température entre les thermocouples T1 et T2 est calculé par résolution du modèle direct de conduction de la chaleur. Le modèle explicite pur est choisi. La Figure III-58 montre la molécule de calcul pour le modèle direct.

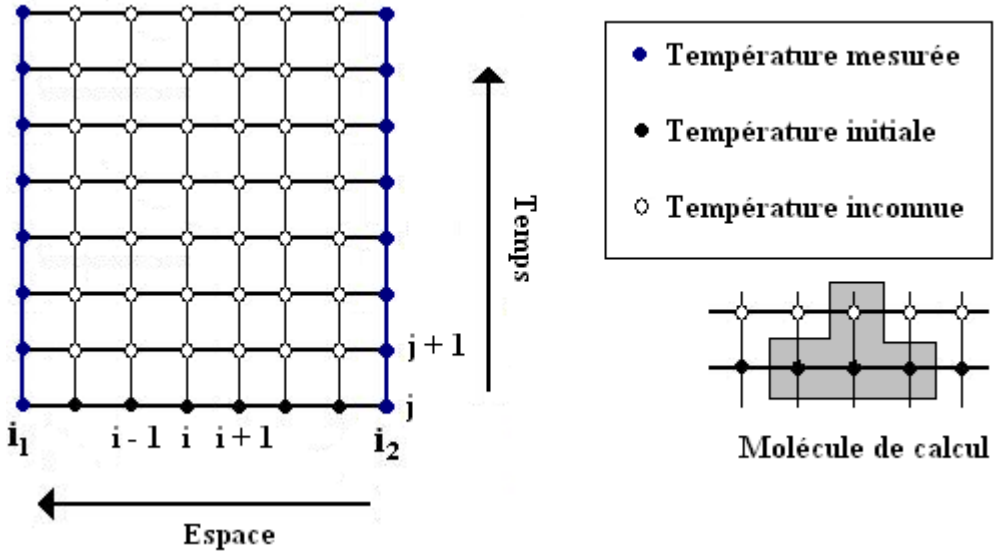


Figure III-58 : Molécule de calcul

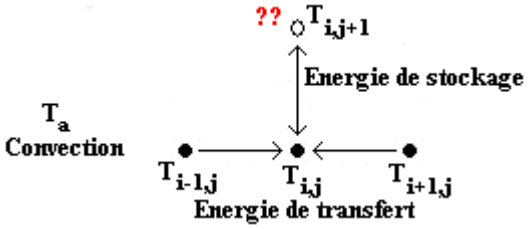


Figure III-59 : Bilan thermique sur un nœud

Nous réalisons un bilan thermique sur différents nœuds. La Figure III-59 nous montre un exemple. On en déduit l'expression suivante :

$$\rho \cdot c_p \cdot \Delta x \cdot S \frac{(T_{i,j+1} - T_{i,j})}{\Delta t} = \frac{\lambda_i \cdot S}{\Delta x}(T_{i+1,j} - T_{i,j}) + \frac{\lambda_i \cdot S}{\Delta x}(T_{i-1,j} - T_{i,j}) + h \cdot p \cdot \Delta x \cdot [T_a - T_{i,j}] \quad \textbf{[III-26]}$$

$$\rho \cdot c_p \cdot \Delta x \cdot \frac{(T_{i,j+1} - T_{i,j})}{\Delta t} = \frac{\lambda_i}{\Delta x}(T_{i+1,j} - T_{i,j}) + \frac{\lambda_i}{\Delta x}(T_{i-1,j} - T_{i,j}) + h \cdot \frac{p}{S} \cdot \Delta x \cdot [T_a - T_{i,j}] \quad \textbf{[III-27]}$$

$$T_{i,j+1} = T_{i,j} + \frac{\lambda_i}{\rho \cdot c_p} \frac{\Delta t}{\Delta x^2}(T_{i+1,j} - T_{i,j}) + \frac{\lambda_i}{\rho \cdot c_p} \frac{\Delta t}{\Delta x^2}(T_{i-1,j} - T_{i,j}) + \frac{h \cdot \Delta t}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{p}{S} \cdot [T_a - T_{i,j}] \quad \textbf{[III-28]}$$

L'expression **[IV-27]** nous permet de calculer les températures dans la zone directe.

III.4.4.4 Résolution du problème inverse

A partir des températures connues, nous déterminons les températures inconnues en discrétisant l'équation de la chaleur. Δx représente le pas de discrétisation de l'espace et i le

numéro des nœuds. Δt est le pas de discrétisation temporel avec j le numéro des nœuds (Figure III-60).

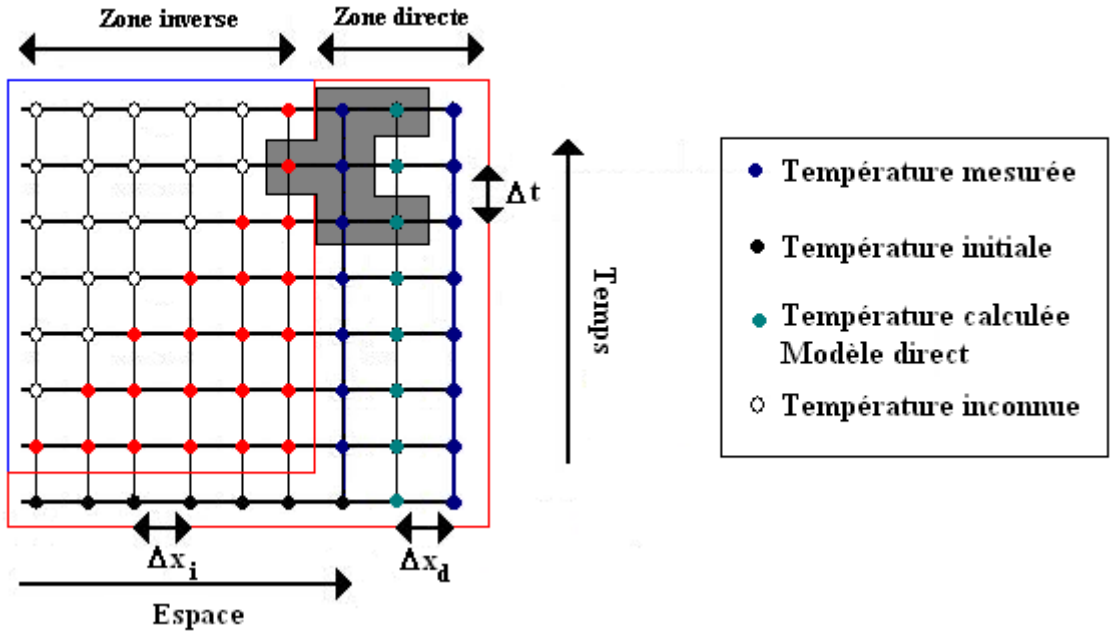
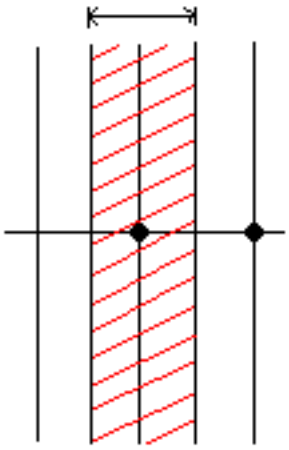


Figure III-60 : Calcul des températures dans la zone inverse.

Comme pour la zone directe nous réalisons un bilan thermique sur un nœud comme nous pouvons le voir dans la Figure III-61.



On fait le bilan thermique pour l'élément de volume centré autour du nœud i :

$$\rho * c * \Delta x * S * \frac{\delta T}{\delta t} = \rho_{i-1/2}^{t} * S + \rho_{i+1/2}^{t} *$$

Figure III-61 : Bilan thermique sur un élément de volume centré

On effectuant le bilan thermique, on obtient l'expression **[IV-28]**

$$\rho \cdot \left(\frac{\Delta x_i + \Delta x_d}{2}\right) S \frac{\left(T_{i,j+1} - T_{i,j-1}\right)}{2\Delta t} = \frac{\lambda_{i,j} \cdot S}{\Delta x_d}\left(T_{i,j} - T_{i+1,j}\right) + \frac{\lambda_{i,j} \cdot S}{\Delta x_i}\left(T_{i,j} - T_{i-1,j}\right) + h \cdot p \cdot \left(\frac{\Delta x_i + \Delta x_d}{2}\right)\left[T_{i,j} - T_a\right] \quad \textbf{[III-29]}$$

On utilise les températures connues dans l'équation **[IV-25]**

$$T_{i,j}=\frac{T_{i,j+1}+T_{i,j-1}}{2} \text{ et } T_{i+1,j}=\frac{T_{i+1,j+1}+T_{i+1,j-1}}{2} \quad \textbf{[III-30]}$$

Puis on simplifie l'équation en divisant par S, λ, et multipliant par $\Delta x_{i,}$ on obtient :

$$T_{i-1,j}=T_{i,j}+\frac{\Delta x_i}{\lambda_{i,j}}\left[\rho\cdot c_p\cdot\left(\frac{\Delta x_i+\Delta x_d}{2}\right)\frac{T_{i,j+1}-T_{i,j-1}}{2\Delta t}\right]$$
$$+\frac{1}{2}\frac{\Delta x_i}{\Delta x_d}\left[T_{i,j+1}+T_{i,j-1}-T_{i+1,j+1}-T_{i+1,j+1}\right]+\left[\frac{h\cdot\Delta x_i}{\lambda}\frac{p}{S}\left(\frac{\Delta x_i+\Delta x_d}{2}\right)\frac{T_{i,j+1}+T_{i,j-1}-2T_a}{2}\right] \quad \textbf{[III-31]}$$

Pour calculer les températures inconnues, on utilise les températures connues suivant le schéma de la Figure III-60. On est obligé d'identifié les températures situées sur la diagonale. Le calcul se fait de manière itérative pour balayer toute la zone inverse pour arriver jusqu'à la température surfacique.

III.4.5 Mise au point de la mesure

Avant d'effectuer des mesures sur les matériaux utilisés dans nos dispositifs, nous avons réalisé des mesures préliminaires sur des contacts Inox-Tungstène, inox-inox. Ceci nous a permis d'évaluer les paramètres expérimentaux: puissances nécessaires, charge, etc.

III.4.5.1 Protocole expérimental

Le schéma de la Figure III-62 montre les différentes étapes pour effectuer une mesure de RTC. Les différentes pièces sont fabriquées soit en sous-traitance ou en interne. Ensuite nous réalisons des mesures de contrôle qui nous permettent de comparer l'état avant et après essai. Des mesures de planéité et de parallélisme sont réalisées. En effet, le parallélisme des pièces est très important afin d'éviter un contact non-uniforme.

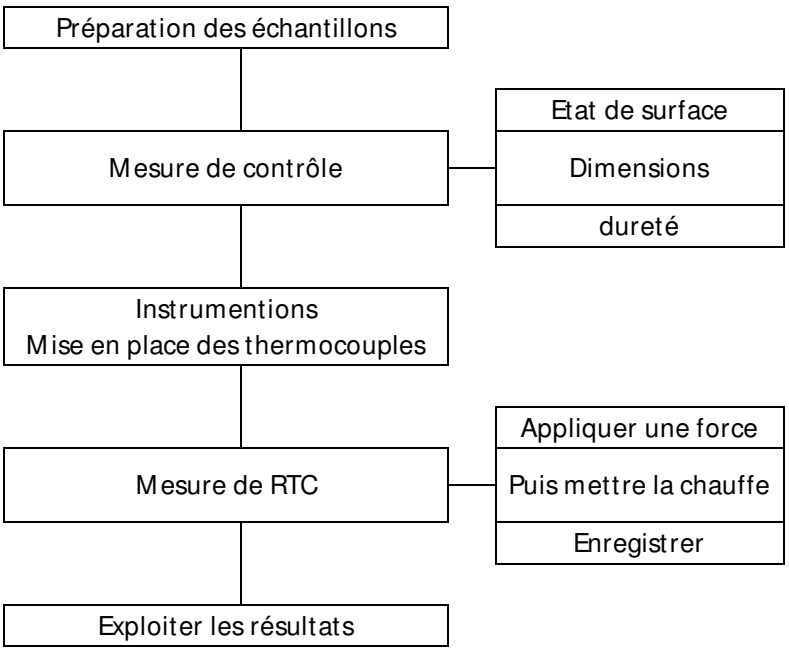


Figure III-62 : Schéma du protocole expérimental

III.4.6 Résultats

Nous étudions les différents contacts présents dans une ligne de transmission et un collecteur. Le Tableau 19 résume les mesures à effectuer.
Pour des raisons de reproductibilité, nous réalisons deux ou trois fois les mêmes mesures lorsque cela est possible. Cela conduit à une vingtaine de mesures de RTC à effectuer. A chaque mesure nous examinons l'influence du chargement puis du déchargement sur la RTC.

Contact		Elément
W cuivré	APBN	Ligne 1
APBN	Inox	
APBN	Fer	
MolaO cuivré	BeO	Ligne 2
BeO	Fer	
BeO	CuNi44	
CuC2	Alumine	Collecteur
CuC2	ALN	
CuC2	BeO	

Tableau 19 : Types de contacts étudiés

Nous détaillons les mesures effectuées pour le cas d'un échantillon de tungstène cuivré à 6µm avec du nitrure de bore anisotrope. Nous ne mettrons que le résultat pour les autres.

Les échantillons sont mis en place sous la presse. La charge est appliquée puis on injecte le flux de chaleur.
Les températures sont enregistrées toutes les 3 secondes. Nous effectuons plusieurs mesures à différentes pressions. La pression est augmentée manuellement. A chaque pression, nous effectuons une chauffe puis un refroidissement comme cela est montré sur la Figure III-63.

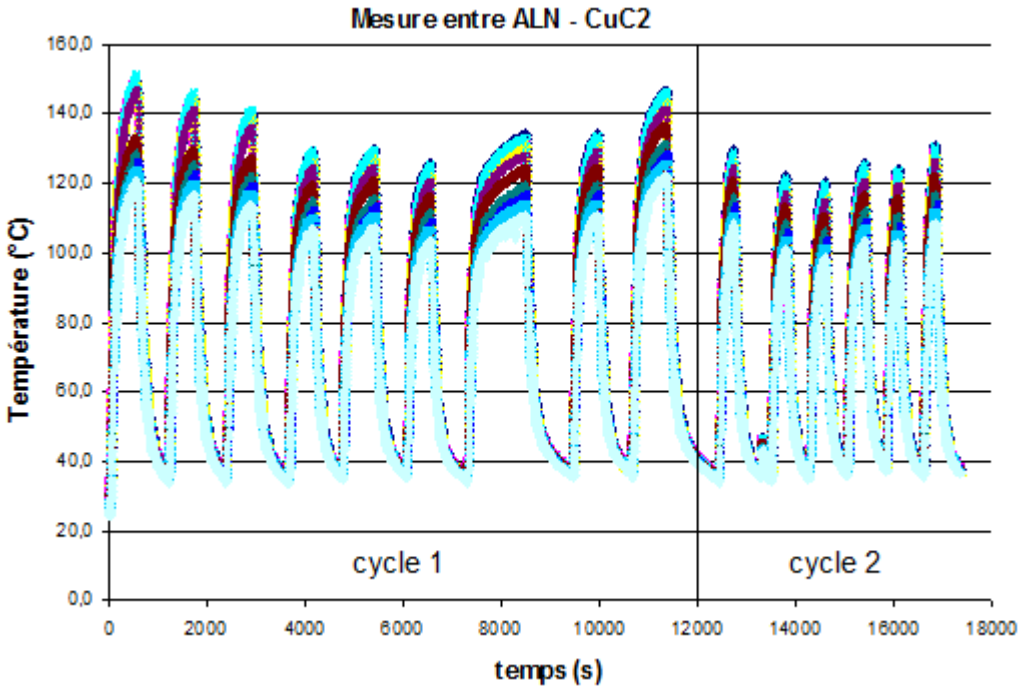


Figure III-63 : Courbe de l'évolution des températures

Ensuite, nous prenons les températures à la pression la plus élevée afin d'identifier si les thermocouples fonctionnent correctement. Pour minimiser les erreurs lors de l'inversion, nous avons mesuré les positions des thermocouples à l'aide d'un microscope (Figure III-64).

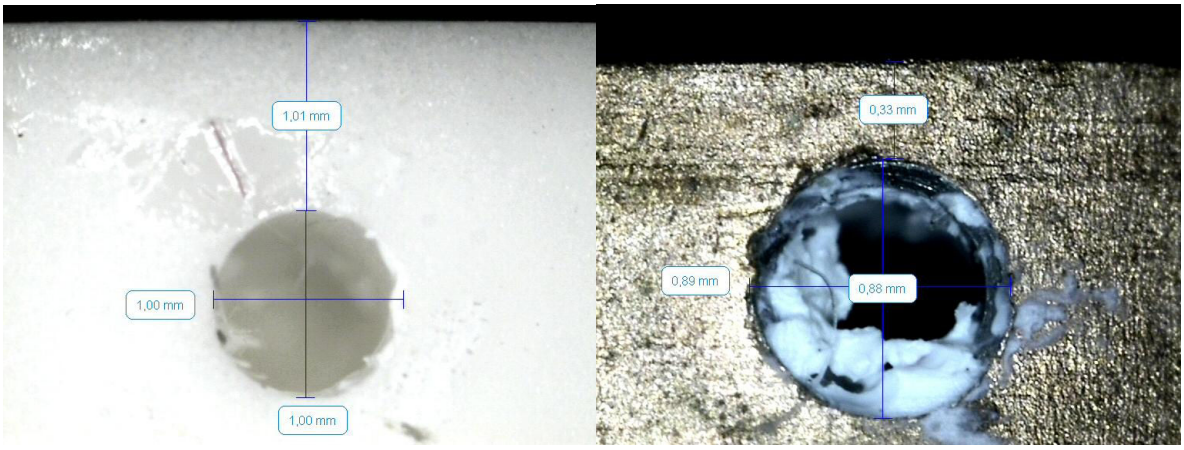


Figure III-64 : Photos des emplacements des thermocouples

Une fois l'emplacement mesuré et le régime thermique établi, nous traçons une courbe des températures en fonction de l'emplacement (Figure III-65) afin de vérifier la linéarité et le bon fonctionnement des thermocouples. Cette étape nous permet également de choisir les thermocouples pour l'inversion. Nous utiliserons quand il est possible, les thermocouples situés à 3mm et 7mm de l'interface. Ces emplacements se situent à des endroits non perturbés.

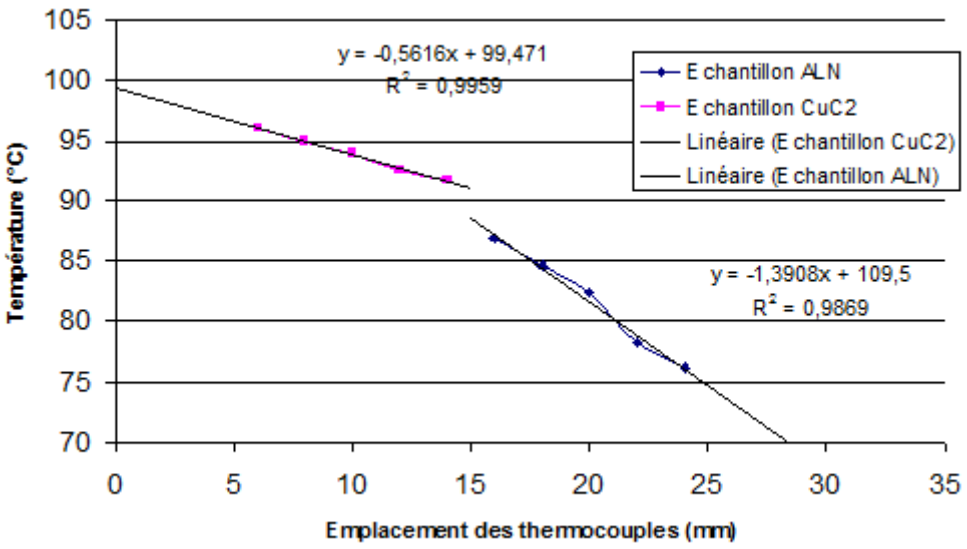


Figure III-65 : Vérification de la linéarité des thermocouples

Nous isolons la montée afin d'effectuer l'identification de la température et du flux surfacique. A partir des données matériaux nous réalisons l'inversion. Les températures et flux surfaciques obtenus nous permettent de déduire la Résistance Thermique de Contact (RTC).

III.4.6.1 Etude du contact dans les collecteurs

Les rondins des collecteurs peuvent être de trois types différents. Nous pouvons utiliser soit de la poudre d'aluminium (ALN), de l'oxyde de béryllium (BeO) ou encore de l'alumine (AL995). Nous allons détailler les résultats pour chacun couples de matériaux.

Dans cette partie, nous limitons la pression à 100 MPa car le modèle numérique nous a été indiqué que la pression ne dépasse pas cette valeur. Cette conclusion a été émise à l'aide d'un modèle 3D d'un collecteur élaboré au service modélisation numérique de Thales TED.

- **Contact CuC2 – ALN**

Pour ce couple de matériaux, nous effectuons trois fois la mesure sachant qu'une parfaite reproductibilité et une parfaite répétabilité est très peu probable pour l'étude des résistances de contact. Nous suivons la démarche énoncée précédemment. L'ALN est le seul matériau qui n'a pas été commandé suivant des plans pour des raisons de disponibilités chez les fournisseurs. Nous avons donc récupéré des collecteurs que nous avons mis à la bonne taille. La Figure III-66 nous montre l'emplacement des thermocouples qui ont été simplement collés en surface.

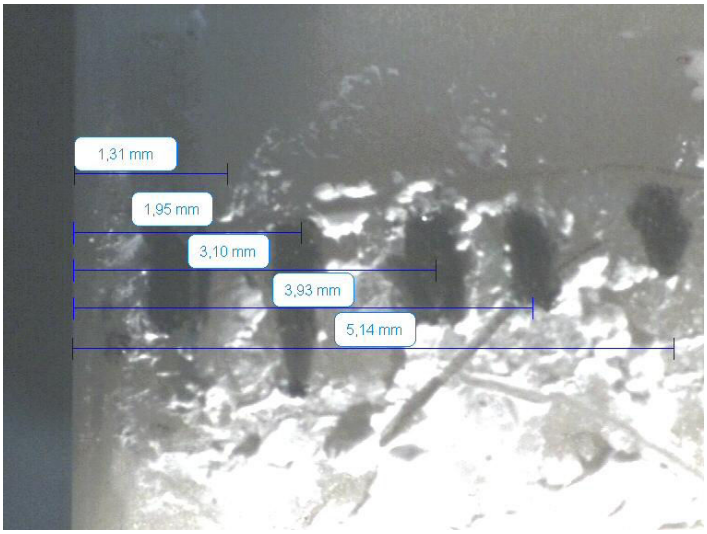


Figure III-66 : Emplacements des thermocouples ALN

Pour chaque mesure, nous avons réalisé un cycle de charge - décharge. La Figure III-67 présente les résultats obtenus. Le terme « M1 » signifie la première mise en pression des échantillons. Le terme « D1 » quant à lui définie la relaxation. Le chiffre signifie le numéro de la mesure. Pour ce couple de matériau, nous avons effectué 3 fois la mesure.

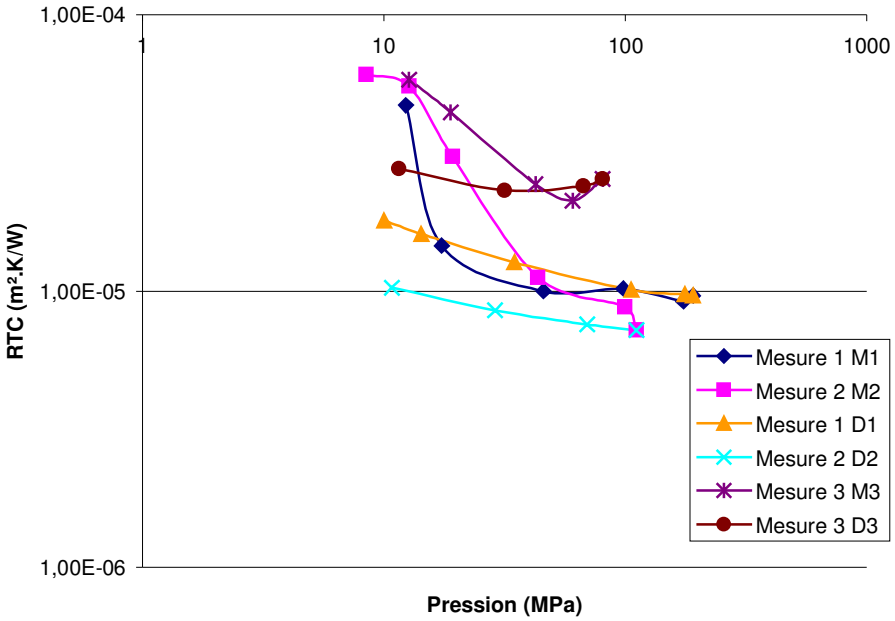


Figure III-67 : Résultats de RTC entre CuC2 - ALN (M:Montée, D:Descente, 1-2-3: les essais)

Ces résultats montrent qu'il est difficile d'obtenir des mesures reproductibles lorsqu'on parle de Résistance Thermique de Contact prenant en compte toutes les sources d'erreurs possibles (Thermocouple, emplacement du thermocouple, parallélisme de surface, planéité des surfaces…). Néanmoins, nous avons des tendances physiques et des ordres de grandeurs cohérents avec la littérature. Nous notons ici que la RTC diminue avec la répétition du cycle charge-décharge.

La valeur de la RTC obtenue pour le contact CuC2-ALN est d'environ 9*10^-6 m².K/W

- **Contact CuC2 – AL995**

Les résultats obtenus pour le couple de matériaux **CuC2 – AL995** (Figure III-68) montrent une meilleure reproductibilité et répétabilité que ceux du couple CuC2-ALN. Cependant, une certaine dispersion est visible du fait des erreurs de mesures. Nous remarquons que la RTC sature à environ 30MPa et qu'elle diminue avec la répétition du cycle charge-décharge.

La valeur de la RTC obtenue pour le contact CuC2-AL995 est d'environ 8*10^-6 m².K/W

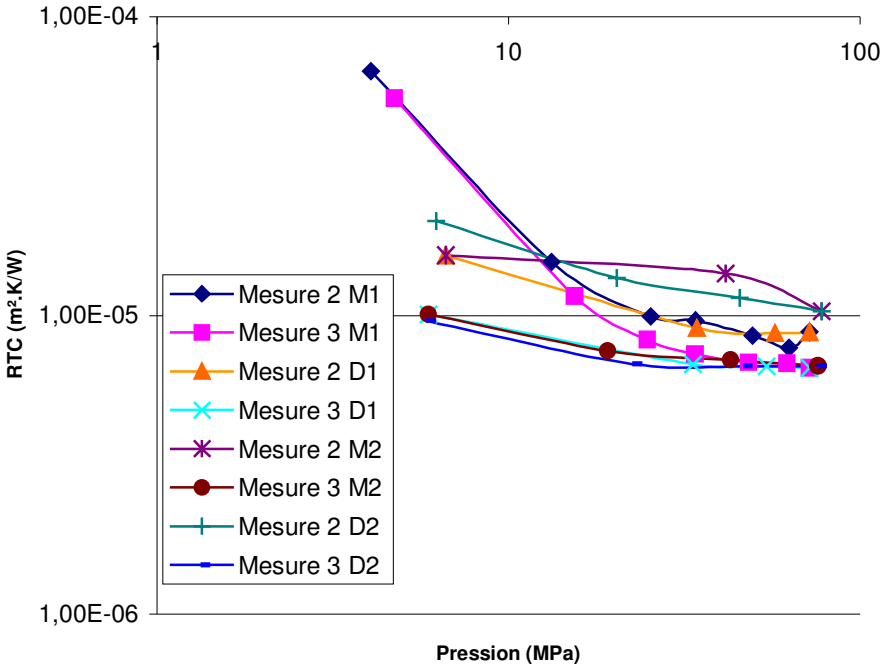


Figure III-68 : Résultats contact CuC2 - AL995 (M:Montée, D:Descente, 1-2-3: les essais)

- **Contact CuC2 – BeO**

Pour ce couple de matériau, nous avons réalisé deux mesures. Nous avons une certaine reproductibilité de ces mesures (Figure III-69). Nous remarquons une RTC qui diminue légèrement avec la pression. Pour ces mesures, nous mettons la montée et la descente en pression sur le même graphique.

La valeur de la RTC obtenue pour le contact CuC2-Be0 est d'environ 3*10^-6 m².K/W

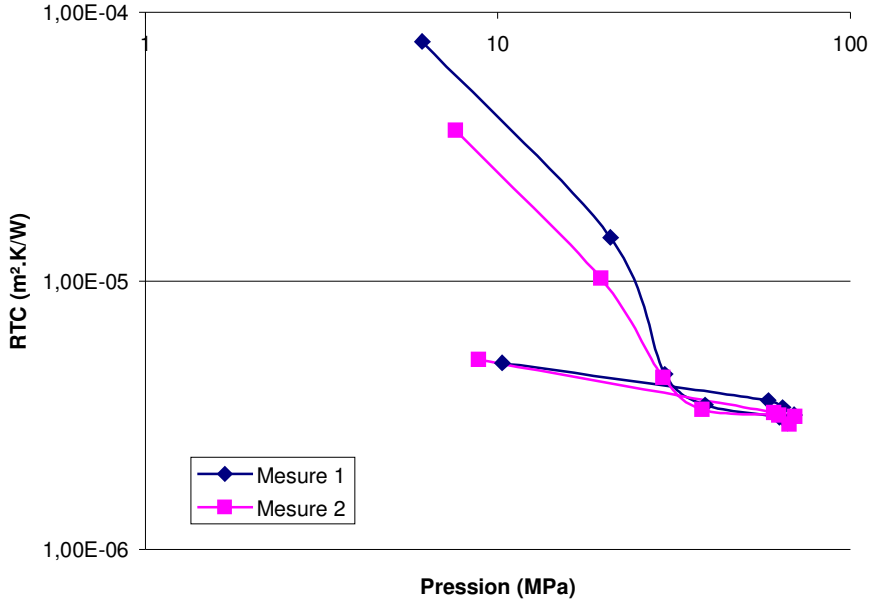


Figure III-69 : Résultats CuC2 - BeO (M:Montée, D:Descente, 1-2: les essais)

Conclusion :

Les résultats expérimentaux montrent que le meilleur matériau permettant de réduire la RTC est le BeO, ensuite l'AL995 et l'ALN. Nous notons que l'AL995 et l'ALN ont des RTC très voisines. Pour une meilleure illustration des comparaisons, nous avons tracé des courbes moyennes sur la Figure III-70. Le Tableau 20 montre la valeur max. et min. de la RTC pour chaque couple de matériau. Il est à noter que l'évolution entre ces deux points n'est pas linéaire.

Contact	Pmin (MPa)	RTC (10^{-5} m².K/W)	Pmin (MPa)	RTC (10^{-6} m².K/W)
CuC2 - ALN	9	6,06	108	8,65
CuC2 - AL995	7	5,71	72	7,74
CuC2 - BeO	4	5,96	70	3,00

Tableau 20 : Comparaison des RTC pour les collecteurs

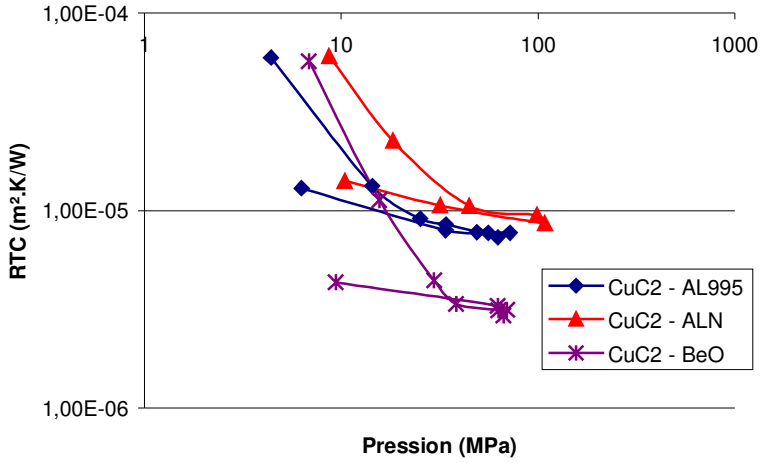


Figure III-70 : Comparaison des RTC pour les collecteurs

Après l'étude des RTC présentes dans les collecteurs, nous nous intéressons à présent aux interfaces des lignes de transmission. Nous allons étudier les RTC pour deux configurations de tubes. L'une utilisant (W - APBN - Inox/Fer) et l'autre (MolaO - BeO – CuNi44/Fer).

III.4.6.2 Etude du contact dans les lignes de transmission

Configuration 1

- **Contact Tungstène cuivré - APBN**

Nous avons réalisé trois mesures entre du tungstène cuivré et du BN. Les plots ont été cuivrés au service chimie de Thales TED. Les plots en BN ont été collés puis fraisés. La surface de contact a été polie comme pour les montants.

La première mesure nous a montré que le BN se détériorait à **120 MPa**, ce qui confirme les valeurs trouvées dans la partie III.2.3. De plus, l'exploitation de ces mesures nous montre qu'à partir d'une certaine charge (environ 30MPa) on n'a pas assez de différence de température à l'interface du contact pour identifier la RTC (Figure III-71). Néanmoins, des conclusions intéressantes peuvent être tirées de ces valeurs: (i) il est très clairement visible qu'au niveau de cette interface la RTC est très faible, (ii) les moyens de mesure ne nous permettent pas d'atteindre une saturation mais nous remarquons que la RTC diminue avec l'augmentation de la pression. Les valeurs atteintes confirment que le cuivre tend à faire diminuer fortement les RTC.

La valeur de la RTC obtenue pour le contact W_{Cu}-APBN est d'environ 4,4*10^-6 m².K/W

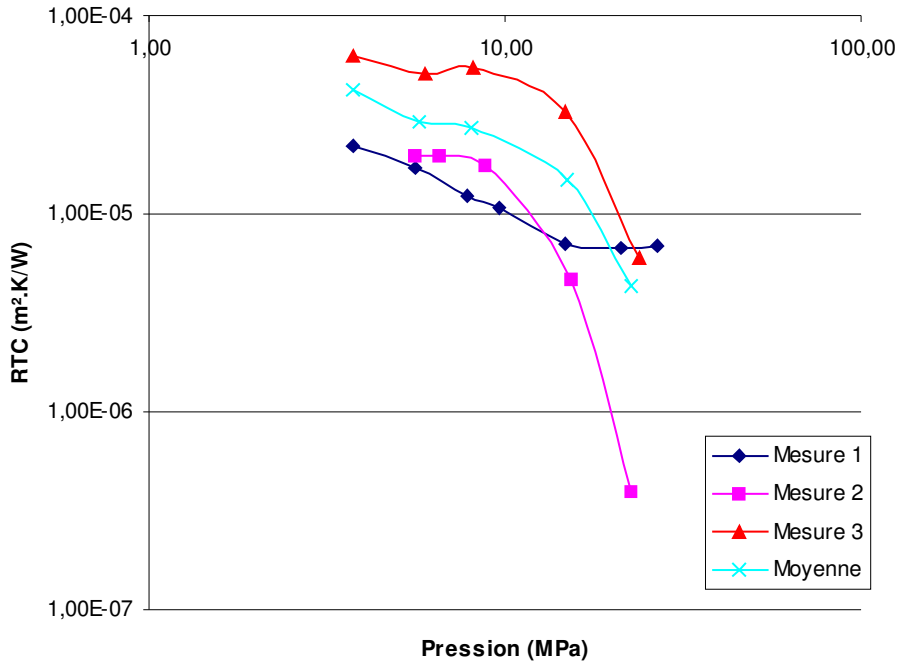


Figure III-71 : Résultats Wcu - APBN

- **Contact APBN - Inox**

La modélisation numérique montre que la pression de contact entre le montant et le fourreau pour ce couple de matériaux est d'environ **60 MPa**.

La Figure III-72 présente les résultats obtenus pour ce couple de matériaux. Nous remarquons que la RTC diminue lorsqu'on augmente la pression puis qu'elle suit sensiblement la même courbe en phase de décharge. Ce comportement est probablement aux déformations plastiques des aspérités qui tendent à augmenter la surface réelle de contact à un même niveau de pression. La RTC varie d'environ 2E-4 m².K/W (à 9MPa) à 9E-6 m².K/W (à 70MPa). La RTC semble continuer à diminuera au-delà de la pression max de nos essais.

La valeur de la RTC obtenue pour le contact APBN-Inox est d'environ 9*10^-6 m².K/W

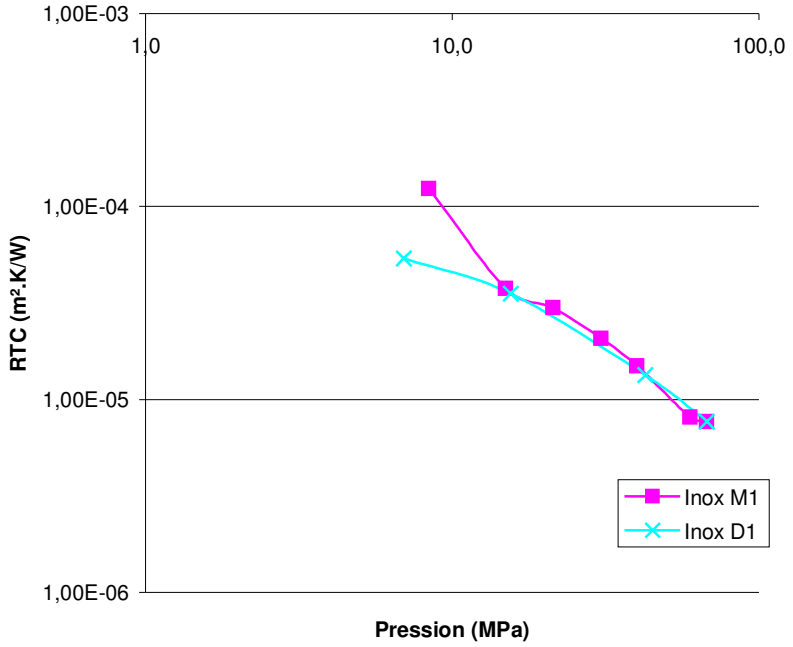


Figure III-72 : Résultats APBN - Inox (M: Montée, D: descente)

Configuration 2

- **Contact Molybdène dopé au Lanthane cuivré - BeO**

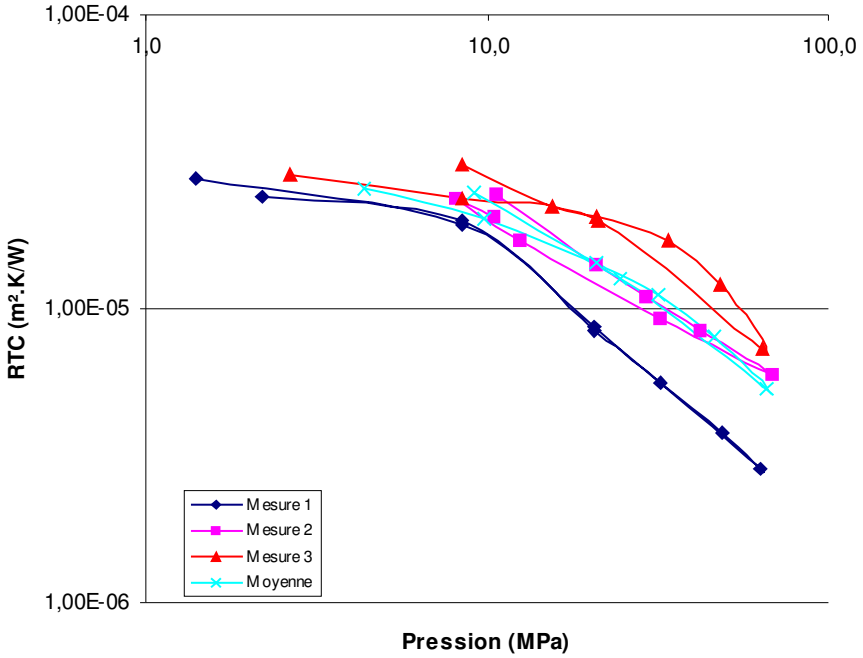


Figure III-73 : Résultat MolaO - BeO

Les résultats montrent une certaine dispersion. Mais nous remarquons comme pour tous les contacts que la pression fait diminuer la RTC. Pour les pressions inférieures à 10MPa les résultats donnent une valeur d'environ 4.5E-5 m².K/W. La Figure III-73 ne nous renseigne pas sur la valeur maximale, mais nous montre que la valeur de la RTC est comprise entre 1E-5 m².K/W et 1E-6 m².K/W

La valeur de la RTC obtenue pour le contact MolaO-BeO est d'environ 4*10^-6 m².K/W

- **Contact BeO - Fer**

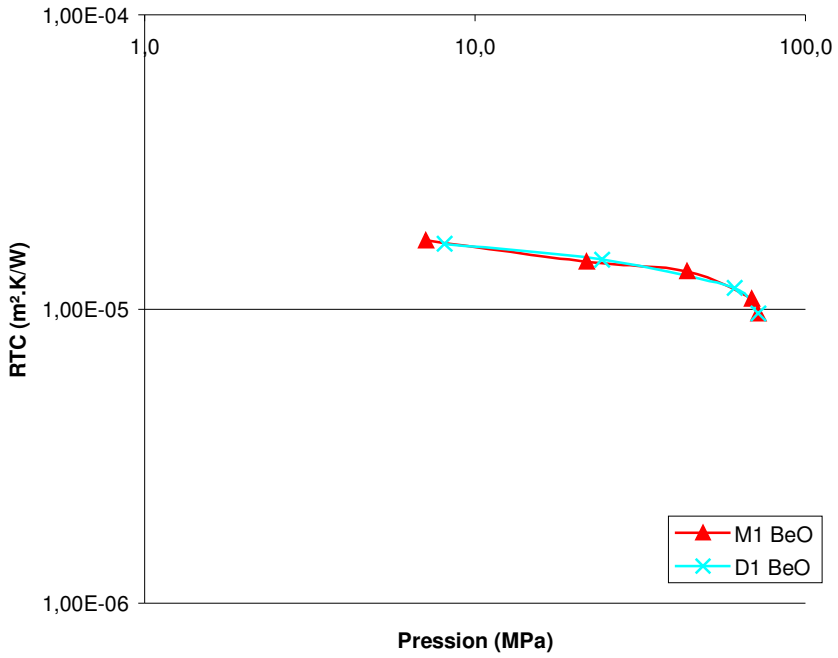


Figure III-74 : Résultat BeO - Fer

La Figure III-74 montre que le déchargement ne modifie pas la RTC contrairement au contact APBN - Inox. Nous pouvons remarquer que ce couple de matériau ne déforme pas les aspérités pour augmenter la surface réelle de contact. Ces matériaux sont en effet très durs.

- **Contact BeO - CuNi44**

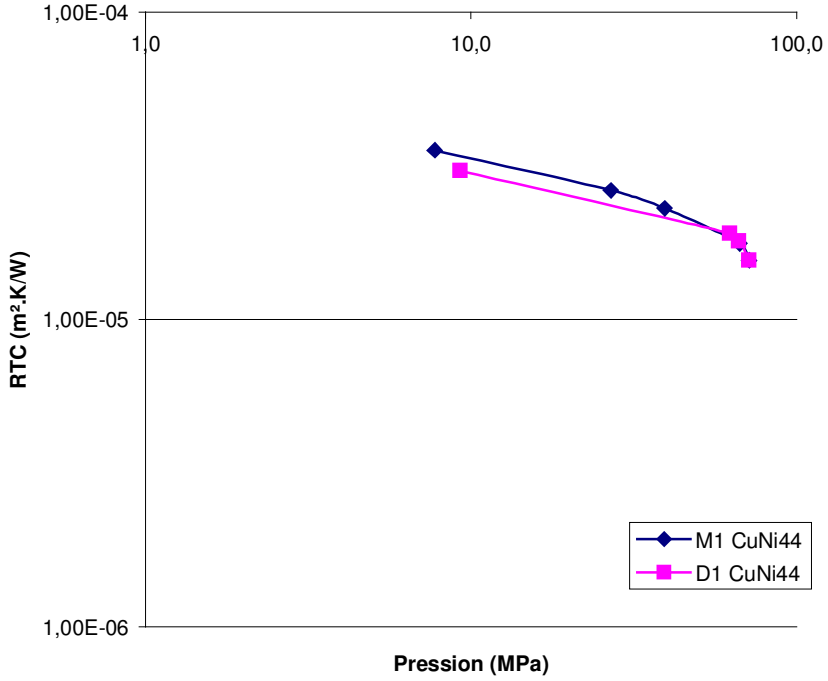


Figure III-75 : Résultat BeO - CuNi44

La Figure III-75 montre que le déchargement modifie légèrement la RTC.
Conclusion :

La Figure III-76 et la Figure III-77 regroupent les différents résultats de mesures de la RTC. Les mesures associées à l'interface hélice - montant sont particulièrement difficiles à réaliser du fait que le ΔT à l'interface devient très rapidement faible. Ceci est dû à la présence du cuivre qui, d'une part, rempli les espaces creux et augmente ainsi la surface réelle de contact et, d'autre part, possède une grande conductivité thermique. Néanmoins des valeurs de RTC cohérentes au plan physique en pu être identifiées.

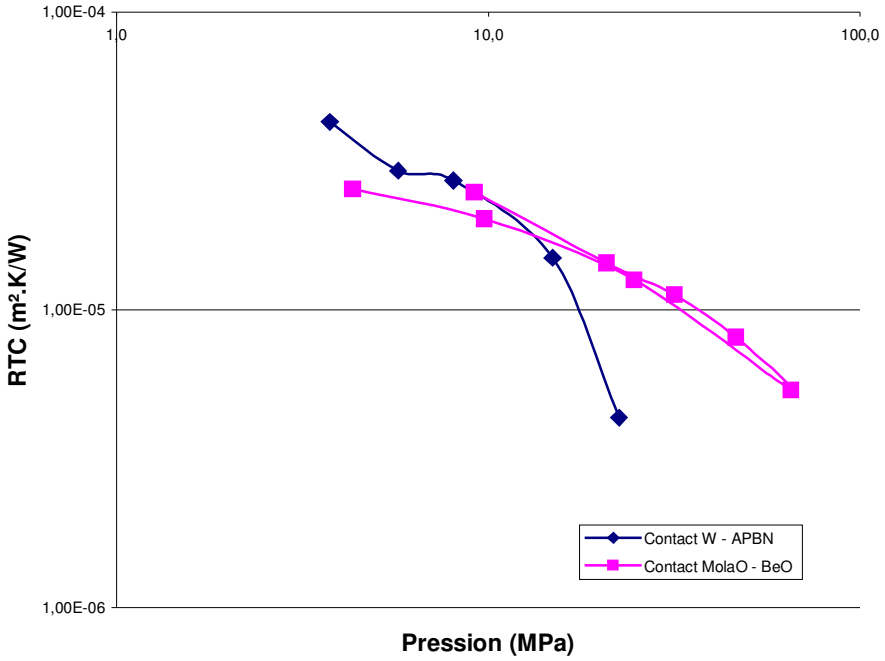


Figure III-76 : Comparaison des RTC hélice - montant

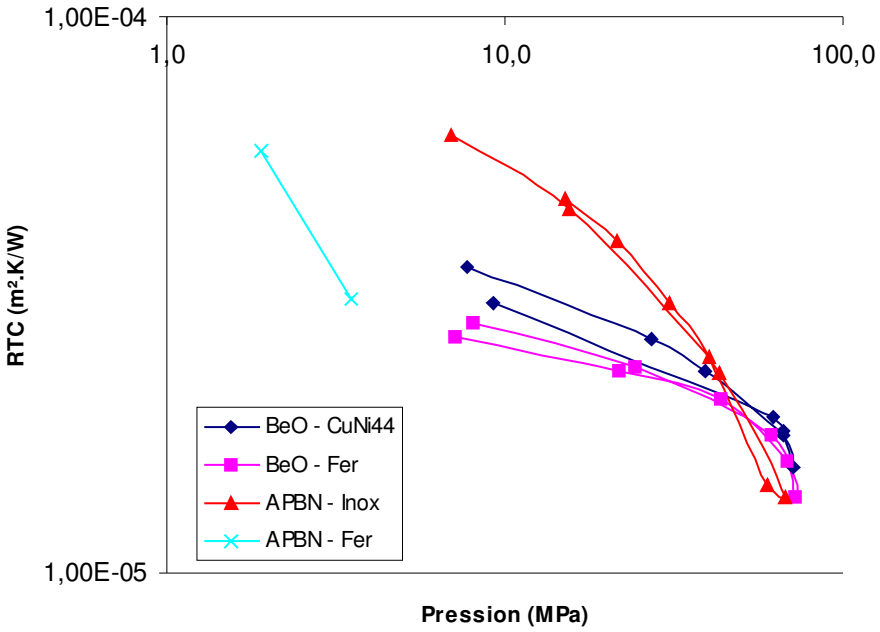


Figure III-77 : Comparaison RTC montant - Fourreau

Nous avons regroupé dans le Tableau 21 l'ensemble des résultats de mesures des RTC obtenues pour la pression mini et la pression maxi appliquées aux contacts.

Contact	Pmin (MPa)	RTC (10^{-5}m².K/W)	Pmax (MPa)	RTC (10^{-6}m².K/W)
Wcu - APBN	4	4,27	23	4,37
MolaO - BeO	9	2,49	65	5,38
BeO - CuNi44	8	3,55	67	18
BeO - Fer	7	2,65	72	13,7
APBN - Inox	15	4,7	68	13,7
APBN - Fer	2	5,73		

Tableau 21 : RTC dans les lignes de transmission

Nous allons examiner dans ce qui suit l'influence de la température sur la RTC.

III.4.6.3 Influence de la température

L'identification de la RTC s'effectue en régime transitoire ce qui nous permet d'obtenir une valeur pour chaque relevé de température. Lorsqu'on chauffe le dispositif pour créer l'écart de température à l'interface, nous avons l'augmentation de la température et de la pression de contact dues aux dilatations thermiques.
L'oxyde de béryllium est le matériau qui a les propriétés thermiques les plus variables en fonction de la température. Nous le retenons pour effectuer les tests.

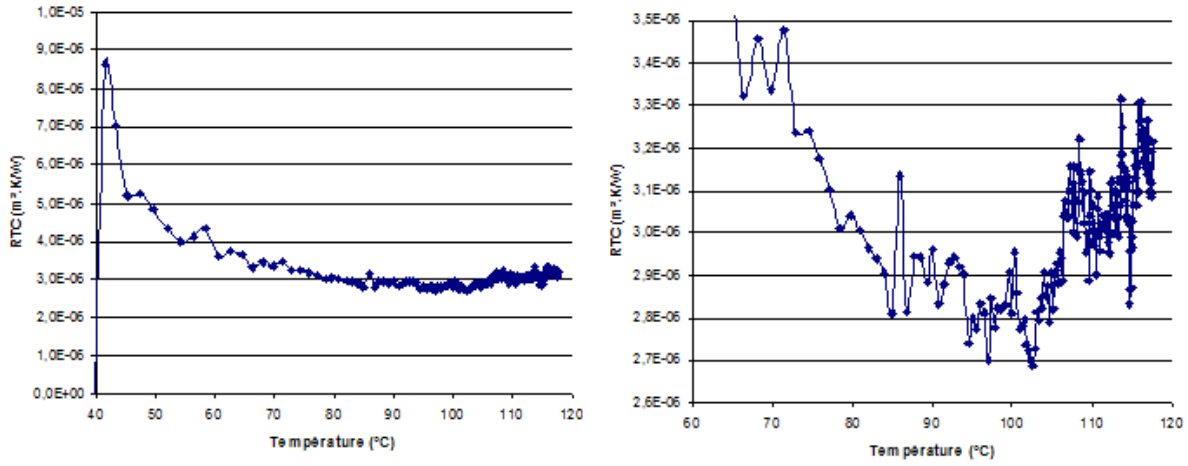


Figure III-78 : Influence de la température CuC2 - BeO

Pour cette mesure, nous avons la pression qui varie de 61.5 MPa à 63 MPa et la température de 40°C à 120°C. La conductivité thermique du BeO passe de 207 W/m².K à 20°C à 148 W/m².K à 100°C. La Figure III-78 montre que la RTC diminue dans un premier temps jusqu'à se stabiliser puis ré-augmente avec la stabilisation de la température (cf. zoom à droite de la Figure III-78 pour T comprise entre 60 et 120°C). Cependant, les variations restent relativement faibles.

Conclusion :

L'effet de la température est très difficilement visible. Le moindre changement de pression peut venir augmenter la surface réelle de contact et diminuer la RTC. Dans tous les cas de figures étudiés la RTC diminue avec la température dans un premier temps.

Nous avons pu voir au cours de cette étude que l'identification de la RTC est difficile à réaliser et peut faire l'objet d'incertitudes non négligeables. Nous allons analyser ces incertitudes dans ce qui suit.

III.4.6.4 Vérification de la mesure de RTC

Nous faisons varier les propriétés matériaux pour analyser leur influence sur les résultats.

Pour cette partie, nous utiliserons les résultats obtenus entre un cylindre de tungstène (W) pressé contre un cylindre de nitrure de bore (APBN) représentant le contact entre une hélice et un montant.

Influence des propriétés matériaux sur la RTC :

Nous faisons varier les propriétés des matériaux de plus ou moins 10%. Lorsqu'une donnée est modifiée les autres restent constantes.

Pour débuter, nous rappelons l'équation permettant de calculer la température inconnue

$$T_{i-1,j}=T_{i,j}+\frac{\Delta x_i}{\lambda_{i,j}}\left[\rho\cdot c_p\cdot\left(\frac{\Delta x_i+\Delta x_d}{2}\right)\frac{T_{i,j+1}-T_{i,j-1}}{2\Delta t}\right]$$
$$+\frac{1}{2}\frac{\Delta x_i}{\Delta x_d}\left[T_{i,j+1}+T_{i,j-1}-T_{i+1,j+1}-T_{i+1,j+1}\right]+\left[\frac{h\cdot\Delta x_i}{\lambda}\frac{p}{S}\left(\frac{\Delta x_i+\Delta x_d}{2}\right)\frac{T_{i,j+1}+T_{i,j-1}-2T_a}{2}\right] \quad \textbf{[III-32]}$$

Dans cette équation, nous avons la masse volumique, la chaleur spécifique ainsi que la conductivité thermique comme propriétés matériaux.

Conductivité thermique

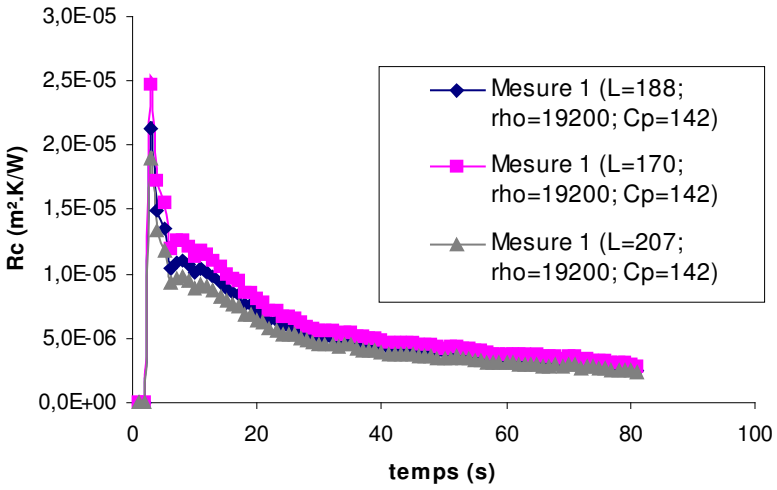


Figure III-79 : Variation de la conductivité thermique

Masse volumique

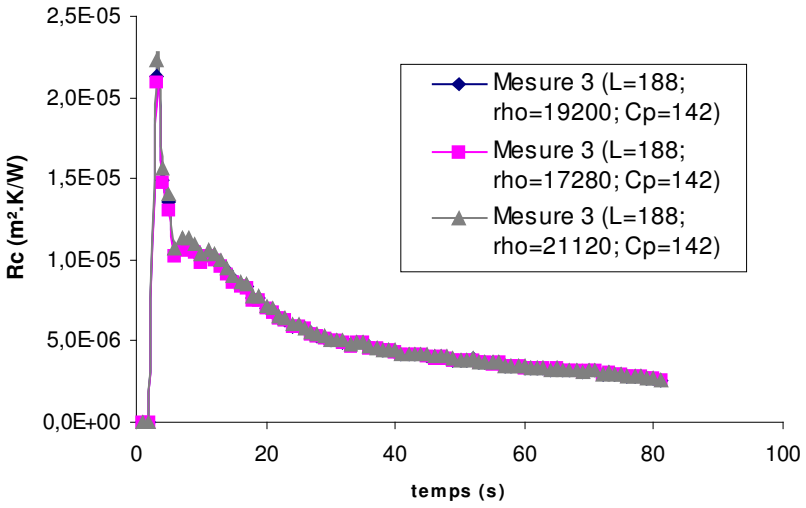


Figure III-80 : Variation de la masse volumique

Chaleur spécifique

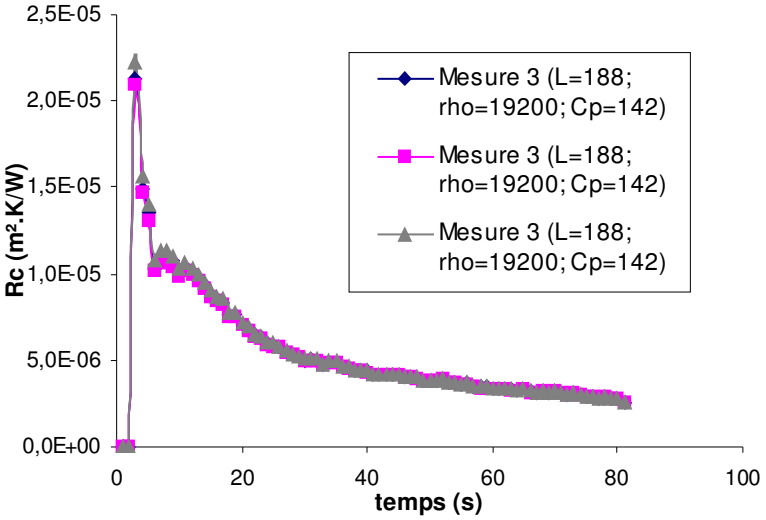


Figure III-81 : Variation de la chaleur spécifique

Nous pouvons remarquer que le seul paramètre faisant varier la RTC est la conductivité thermique (Figure III-79). Une erreur de 10% sur ce paramètre conduit à une erreur du même ordre sur la RTC.
Cette partie nous permet de voir l'importance de l'identification de l'emplacement des thermocouples et de la conductivité thermique.

Cette partie nous permet de quantifier les erreurs. Il en résulte qu'il faut connaître avec précision **l'emplacement des thermocouples** et avoir une mesure de **conductivité thermique fiable**. En conclusion, nous pouvons dire que les RTC sont évaluées à plus ou moins 20%.

III.4.6.5 Conclusion des mesures de RTC :

L'identification des RTC est un point très important de nos travaux. Nous avons étudié les différents types de contacts présents dans les lignes de transmission et dans les collecteurs.

Pour les mesures concernant les interfaces des collecteurs la pression a été limitée à 100 MPa et ce, pour différentes raisons. La première, et la plus importante, est l'élaboration d'un modèle 3D du collecteur par le SNM qui montre que la pression ne dépasse pas les 80 MPa. La seconde est liée à la déformation du cuivre. En effet, nous avons la présence de cuivre recuit dans le contact qui s'écrase fortement. Cette remarque avait été démontrée par une simulation numérique au préalable. Néanmoins nous avons effectué une mesure à plus haute pression (200MPa), le plot en cuivre était totalement déformé et les relevés de températures n'étaient plus exploitables.
Le tableau ci-dessous regroupe les résultats obtenus en termes de RTC pour différents couples de matériaux et différentes pressions.

Contact	Pmin (MPa)	RTC (10^{-5} m².K/W)	Pmax (MPa)	RTC (10^{-6} m².K/W)
CuC2 - ALN	9	6,06	108	8,65
CuC2 - AL995	7	5,71	72	7,74
CuC2 - BeO	4	5,96	70	3,00

Tableau 22 : Résultats des mesures de RTC pour les collecteurs

Ces mesures montrent que le meilleur contact se produit entre du cuivre et du BeO, mais qu'à faible pression, nous avons à peu près la même chose dans tous les cas.

Pour les lignes de transmissions, nous avons deux configurations différentes.

Pour le contact entre l'hélice et le montant la pression est estimée à environ 250 MPa (pour la configuration utilisant du BeO). Nous n'avons pas pu atteindre ces niveaux de pressions car le gradient de température est devenu négligeable. Nous ne pouvions pas augmenter la puissance de chauffe au risque d'endommager le capteur d'effort.
Pour les configurations utilisant du BN, la pression de contact ne peut pas excéder 120 MPa à défaut d'endommager les montants. Nous avons pu le voir sur le premier essai effectué.

Pour le contact entre le montant et le fourreau, la pression est limitée à 80 MPa. Cette valeur est fournie par le modèle 2D d'une ligne de transmission. Le tableau ci-dessous regroupe les différents résultats expérimentaux.

Contact	Pmin (MPa)	RTC (10^{-5}m².K/W)	Pmax (MPa)	RTC (10^{-6}m².K/W)
Wcu - APBN	4	4,27	23	4,37
MolaO - BeO	9	2,49	65	5,38
BeO - CuNi44	8	3,55	67	18
BeO - Fer	7	2,65	72	13,7
APBN - Inox	15	4,7	68	13,7

Tableau 23 : Résultats des mesures de RTC pour les lignes de transmission

Dans cette partie, nous avons pu établir une mesure des RTC pour les couples de matériaux nous intéressant. Nous avons vu qu'une mesure très précise de la RTC n'est pas simple et très difficilement reproductible et répétable. Car elle dépend de nombreux paramètres. Néanmoins nous avons des résultats très satisfaisants nous permettant de poursuivre les travaux.
Nous allons rapidement estimer la différence de température à l'interface en fonction de la RTC. Nous prenons comme valeurs de RTC : 1.10^{e}-5 m².K/W ; 1.10^{e}-6 m².K/W et 1.10^{e}-7 m².K/W .

Nous effectuons ce calcul sur le tube n°1.

- Les pertes en fin de ligne sont estimées par le service SMN de thales à 5,2 W/mm
- Nous supposons que la surface de contact hélice – montant est parfaite. Nous avons donc une surface de contact de 0.15*0.35 mm² soit 5.25*10e-8 m²
- Nous ramenons les RTC en K/W en divisant par la surface de contact
- Ensuite, nous divisons par le nombre de contact dans une spire
- Puis, nous multiplions par la largeur de contact pour ramener la mesure à une unité de longueur (mm.K/W)

	K/W pour un contact			K/W pour une spire			mm.K/W		
Surface m²	1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07	1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07	1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07
5,25E-08	190,48	19,05	1,90	63,49	6,35	0,63	22,22	2,22	0,22

La différence de température à l'interface hélice – montant est donnée dans le Tableau 24 :

ΔT (K) pour P= 5.2 W/mm		
1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07
115,6	11,6	1,2

Tableau 24 : Saut de température à l'interface hélice - montant

Le Tableau 24 montre une linéarité entre l'augmentation de la température et de l'augmentation du saut de température. Ceci nous montre qu'une RTC de 10e-5 m².K/W n'est pas viable pour le tube. Et que nous nous trouvons entre 10e-6 m².K/W et 10e-7 m².K/W comme nous l'indique les mesure. Au-delà de 10e-7 m².K/W, le gain potentiel en améliorant la RTC n'est plus intéressant.

Nous réalisons la même chose mais pour le contact Montant – Fourreau :

- Nous supposons que la surface de contact hélice – montant est parfaite. Nous avons donc une surface de contact de 0.5*0.75 mm² soit 3.75*10e-7 m²
-

	K/W pour un contact			K/W pour une spire			mm.K/W		
Surface m²	1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07	1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07	1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07
3,75E-07	26,67	2,67	0,27	8,89	0,89	0,09	3,11	0,31	0,03

Le saut de température à l'interface montant – fourreau est montrée dans le

ΔT (K) pour P= 5.2 W/mm		
1,00E-05	1,00E-06	1,00E-07
16,2	1,6	0,2

Tableau 25 : Saut de température à l'interface montant – fourreau

Comme pour le cas précédent nous avons une linéarité. Mais la différence réside sur la valeur à obtenir pour que la RTC devienne négligeable. Nous pouvons considérer la RTC négligeable au-delà de 10e-6 m².K/W.

Dans la partie suivante, nous allons pouvoir regarder plus précisément le poids des RTC sur la Résistance Thermique globale de la ligne.

Chapitre IV :

Etude thermomécanique des Tubes à Ondes Progressives

Dans cette section, nous étudions les géométries frettées de ligne et de collecteur. Nous cherchons à mettre en place des modèles analytiques et numériques afin d'aider au développement des futures TOP et à l'amélioration de l'existant.

Un modèle analytique a été développé pour l'étude thermique d'une ligne de transmission et d'un collecteur. Nous avons un modèle pour chaque élément (hélice, montant, fourreau et rondin). Lors de leur assemblage, ces dispositifs présentent des interfaces avec une surface de contact et une distribution de pression résultant du serrage choisi. Ces paramètres sont inconnus. Afin d'avoir un modèle complet, nous réalisons une mesure de RTC en fonction de la pression et de la température (objet de la fin du précédent chapitre). De plus, nous proposons un modèle analytique mécanique afin de trouver la pression d'interface en fonction de la déformation du cuivre. Un modèle numérique du process d'assemblage sera réalisé pour une ligne et pour un collecteur. Nous pourrons comparer ce modèle à des coupes métallographiques. Pour assurer une fiabilité des résultats, les mesures de certaines propriétés des matériaux ont été réalisées par nos soins.

Chapitre IV : Etude thermomécanique dans les Tubes à Ondes Progressives (TOP)

IV.1 Etude des lignes de transmission

IV.1.1 Introduction

La ligne de transmission est la première partie du tube à ondes progressives qui est étudiée dans cette thèse. La ligne a été décrite en détail dans la partie I.2. Nous proposons dans cette partie une détermination de la résistance thermique d'une ligne de transmission pour remonter à la température de l'hélice avec une mesure sur l'enveloppe extérieure. Nous proposons une étude analytique en régime établi. Les modèles analytiques permettent de dégrossir le problème assez rapidement car la solution une fois établie est rapide à résoudre.
Des véhicules tests sont mis en place afin de mieux comprendre le comportement thermique des lignes de transmissions. Nous étudions différentes configurations par différentes méthodes. Ces VT nous permettront également de valider ou réfuter les modèles analytiques proposés.

IV.1.2 Etude analytique

Un modèle analytique présente certains avantages. En effet, grâce à ce type de modèles nous pouvons effectuer assez rapidement une étude de sensibilité pour examiner l'influence des paramètres physiques et géométriques.

IV.1.2.1 Régime stationnaire

Les puissances dissipées dans une ligne de transmission évoluent de façon exponentielle tout au long de la ligne. Ceci signifie que le maximum de puissance dissipée se trouve sur la sortie. Ces dissipations donnent des niveaux de densités de puissances relativement importants. Afin d'éviter une dégradation de la ligne de transmission une étude thermique minutieuse doit être effectuée. Le transfert de chaleur se fait principalement par conduction. Il n'y a pas de convection et le rayonnement est négligeable [9]. Nous allons donc résoudre l'équation de la chaleur en régime stationnaire et en coordonnées cylindriques dans les différentes parties d'une ligne.

$$\frac{\partial^2 T(r,\theta)}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T(r,\theta)}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T(r,\theta)}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 T(r,\theta)}{\partial z^2}=0 \qquad \textbf{[IV-1]}$$

Hypothèses

Afin de simplifier le problème, les hypothèses suivantes ont été adoptées: (i) le flux thermique se produit radialement uniquement, nous n'avons pas de transfert d'une spire à l'autre, (ii) l'hélice est assimilée à un anneau, (iii) le fourreau est monobloc. Avec ces hypothèses, et pour des raisons de symétrie, l'étude peut se réduire à un douzième d'un pas d'hélice (division angulaire par 6 et division axiale par 2).

Solution pour les différentes parties d'une ligne de transmission

Dans tous les modèles qui suivent les zones de contacts peuvent varier et ainsi faire diminuer ou augmenter la macro-constriction dans les différentes parties Figure IV-1. Le flux arrive sur toute la surface intérieure de l'hélice (1), il travers le montant (2) par la surface de contact de celui-ci. Puis il est évacué par le fourreau (3) en traversant également une interface entre le montant et le fourreau.

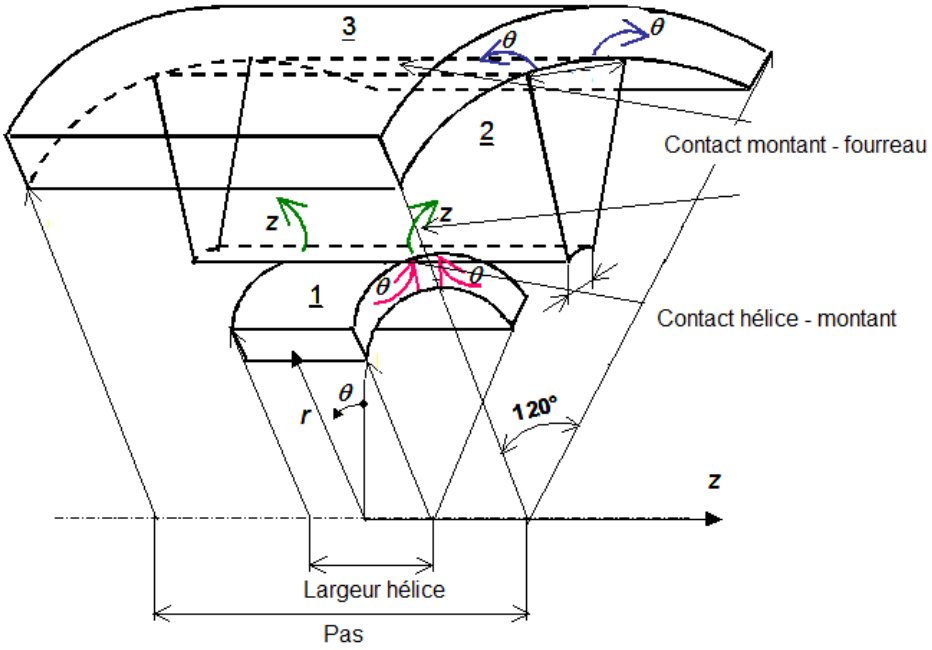


Figure IV-1 : Schéma global du modèle de ligne de transmission

Hélice

L'hélice est le siège d'une dissipation thermique Figure IV-2 sur son rayon intérieur (q_0) qui est due aux pertes RF et à l'interception du faisceau d'électrons par l'hélice. Nous avons donc un flux de densité q_0 qui entre par le rayon intérieur et qui ressort par la surface de contact avec le montant (Zone grisée, densité de flux q_1). Nous avons conservation du flux en régime établi, soit $q_0.S_0 = q_1.S_1$. Compte tenu de la symétrie, l'étude de l'hélice est réalisée en 2D. L'angle α_1 est l'angle de contact avec le montant.

L'équation de conduction de la chaleur à résoudre est :

$$\frac{\partial^2 T(r,\theta)}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T(r,\theta)}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T(r,\theta)}{\partial \theta^2} = 0 \qquad \textbf{[IV-2]}$$

En utilisant la transformée de Fourier cosinus finis et après avoir résolu les équations du problème (les conditions aux limites et la résolution sont données dans l'Annexe 7) nous obtenons l'expression de la résistance thermique de l'hélice sous la forme :

$$Z_{helice} = \frac{1}{\lambda \cdot a_1}\left\{\frac{1}{\alpha_0}\ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right) - \frac{2}{\pi^3}\left(\frac{\alpha_0}{\alpha_1}\right)^2 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin^2\left(m\pi\alpha_1/\alpha_0\right)}{m^3} \frac{\left(R_1/R_0\right)^{-2m\pi/\alpha_0}+1}{\left(R_1/R_0\right)^{-2m\pi/\alpha_0}-1}\right\} \quad \textbf{[IV-3]}$$

Où λ est la conductivité thermique et $Z_{hélice}$ la résistance thermique de l'hélice. Cette résistance est composée de deux termes: le premier est la résistance du tube (un cylindre creux d'ouverture α_0), le second est la résistance thermique de la macro-constriction développée entre S_0 et S_1.

Etude paramétrique d'une hélice

Durant le développement d'un nouveau projet, une étude paramétrique rapide est toujours souhaitable. Ce modèle donne une estimation de la résistance thermique suivant les données géométriques. Dans les TOP, l'hélice est en tungstène (W) ou en molybdène (Mo).
Dans cette étude paramétrique, nous examinons l'influence de la surface de contact sur la résistance thermique de l'hélice. La Figure IV-3 montre la variation de cette résistance en fonction du pourcentage de l'aire apparente de contact (depuis 1% jusqu'à 100%).

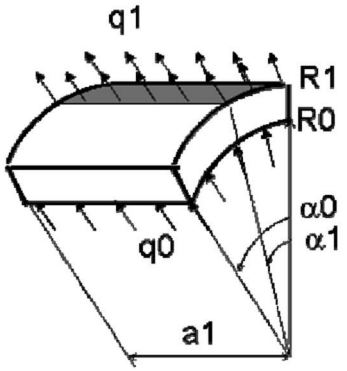


Figure IV-2 : Hélice

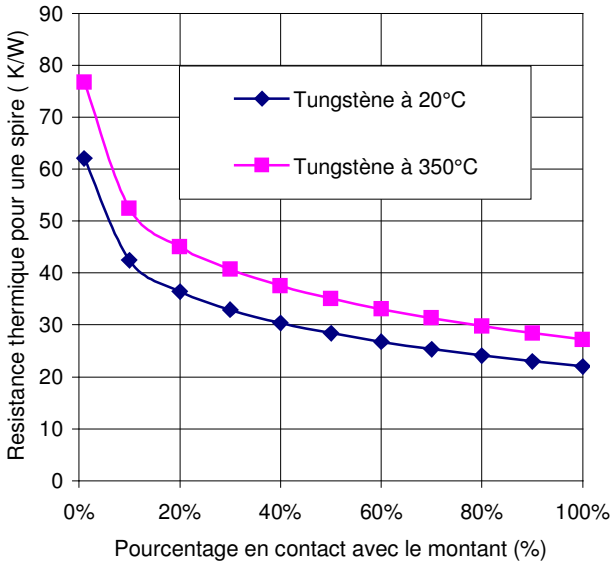


Figure IV-3 : Influence de la surface de contact sur la résistance thermique

Le passage de 1% à 100% de la surface apparente de contact hélice-montant réduit la résistance thermique de l'hélice d'un facteur 2,8. Sur la plage allant de 30% à 100% de la surface apparente de contact, la résistance est réduite de 30% et présente une évolution quasi-linéaire.

Nous avons examiné également l'influence de l'épaisseur d'hélice sur sa résistance thermique globale. Cela a permis de définir une épaisseur optimale du point de vue thermique. Il existe aussi une limite mécanique que nous avons étudiée dans la partie **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**.

Nous avons effectué au préalable une modélisation numérique afin d'analyser les distorsions des lignes de flux pour différentes épaisseurs d'hélice. La Figure (IV-4 à IV-6) présente les lignes de flux pour 3 épaisseurs: fine, épaisse et optimisée (selon les hélices standard de Thalès). La déformation des lignes de flux est une représentation de la résistance thermique. Dans le cas de macro-constriction, nous avons deux résistances qui s'additionnent: la résistance due à la paroi R_p et celle due à la macro-constriction R_{cs} (déformation des lignes de flux).

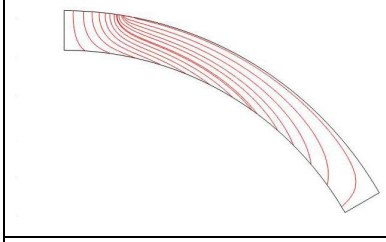
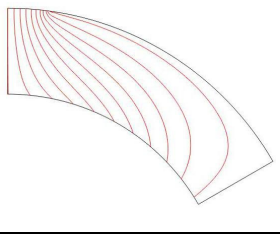
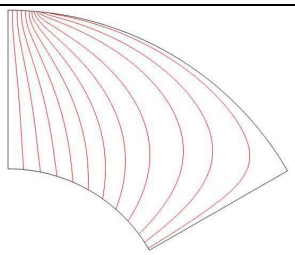
		

Figure IV-4 : Géométrie avec hélice fine	**Figure IV-5 : Géométrie avec hélice optimisée**	**Figure IV-6 : Géométrie avec hélice épaisse**
R_{cs} est grande R_p est petite	R_{cs} est moyenne R_p est moyenne	R_{cs} est faible R_p est grande

La Figure IV-7 présente l'influence de l'épaisseur sur la résistance thermique pour une hélice en tungstène à 20 °C et 350°C et une hélice en molybdène à 350°C. La surface de contact hélice-montant a été prise à 100% de l'aire apparente possible. , On peut noter que la résistance thermique de l'hélice est grande pour les faibles épaisseurs. Cela peut s'expliquer par la forte déformation des lignes de flux (Figure IV-4). Par ailleurs, une épaisseur optimale est clairement visible avec cette étude paramétrique. En effet, à faible épaisseur, la résistance de la paroi est faible mais celle de constriction est grande et, inversement, à grande épaisseur la résistance de la paroi est grande et celle de constriction plus faible. Cependant, les variations au-delà de l'épaisseur optimale sont moins importantes qu'en deçà de cette épaisseur. Le phénomène de macro-constriction est donc prépondérant pour une telle configuration.

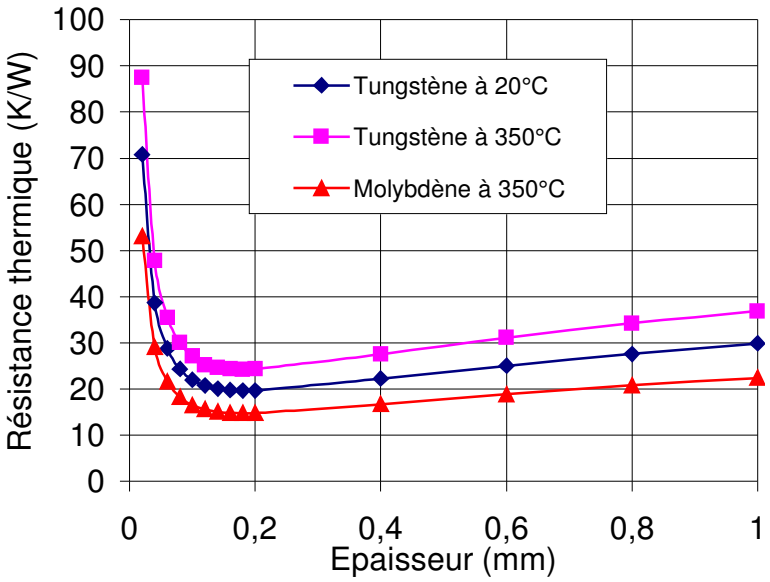


Figure IV-7 : Influence de l'épaisseur

Montant

Le flux de chaleur $q_1 S_1$ quittant l'hélice entre dans le montant (Figure IV-9). Il est ensuite orienté vers surface de contact montant-fourreau. L'hélice n'est pas en contact sur toute la surface intérieure du montant, les champs thermiques dans le montant sont donc 3D.
En utilisant une double transformée de Fourier cosinus finie suivant le rayon et l'axe, on peut résoudre les équations du problème et déduire la résistance thermique du montant sous la forme:

$$Z_{montant} = \frac{1}{\lambda \cdot a_0}\left\{\frac{1}{\alpha_0^{'}}\ln\left(\frac{R_2^{'}}{R_1^{'}}\right) + B_{m0} + B_{n0} + B_{mn}\right\} \qquad \textbf{[IV-4]}$$

avec: $B_{0m} = \frac{2\alpha_0^{'}}{\alpha_2 R_1^{'}}\frac{a_2}{d_2}\sum_{m=1}^{\infty}\left[\frac{\tilde{\tilde{F}}_{m0}\left(R_1^{'}\right)\sin\left(m\pi\alpha_2/\alpha_0^{'}\right)}{m\pi\alpha_2} - \frac{\tilde{\tilde{F}}_{m0}\left(R_2^{'}\right)\sin\left(m\pi\alpha_3^{'}/\alpha_0^{'}\right)}{m\pi\alpha_3^{'}}\right]$,

$$B_{0n} = \frac{2a_2}{\alpha_2 R_1^{'}}\left(\frac{a_2}{d_2}\right)^2\sum_{n=1}^{\infty}\left[\frac{\tilde{\tilde{F}}_{0n}\left(R_1^{'}\right)\sin\left(n\pi d_2/a_2\right)}{n\pi}\right];$$

$$B_{mn} = \frac{4a_2\alpha_0^{'}}{\alpha_2}\frac{1}{\alpha_2 R_1^{'}}\left(\frac{a_2}{d_2}\right)^2\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}\left[\frac{\tilde{\tilde{F}}_{mn}\left(R_1^{'}\right)\sin\left(m\pi\alpha_2/\alpha_0^{'}\right)\sin\left(n\pi d_2/a_2\right)}{(m\pi)(n\pi)}\right]$$

Les termes $\tilde{\tilde{F}}_{mn}$ sont les transformées de Fourier des densités de flux.

Les montants sont situés entre l'hélice et le fourreau. Il existe deux contacts : l'un entre l'hélice et le montant et l'autre entre le montant et le foureau. Nous allons regarder l'influence de la surface de contact sur la R_{th}. Nous faisons varier la surface de contact de 1% à 100%.
Le matériau des montants peut varier, on peut trouver des montants en BeO (matériau 1), en Nitrure de bore anisotrope (matériau 2) ou en diamant (matériau 3).
La Figure IV-8 montre l'évolution de la R_{th} en fonction des trois matériaux et du pourcentage en contact.

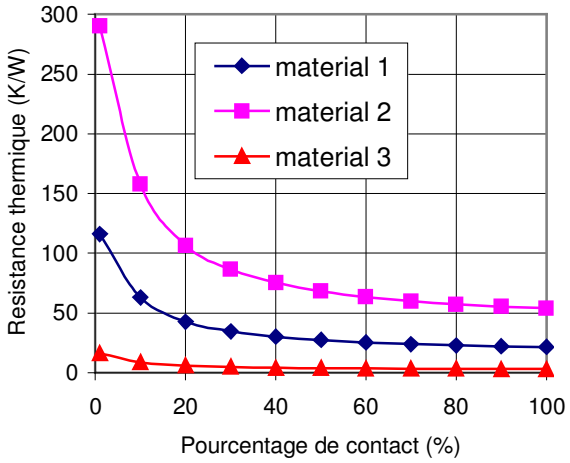


Figure IV-8 : Influence de la surface de contact et de la nature des matériaux sur la résistance thermique

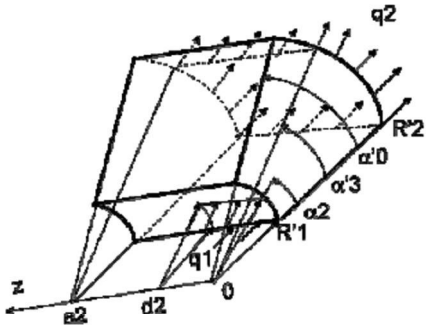


Figure IV-9 : Montant

Fourreau

La densité de puissance au niveau de l'interface entre le montant et le fourreau est moins critique qu'au niveau de l'hélice et du montant. Le flux de chaleur arrive par la zone de contact avec le montant et ressort par toute la surface extérieure du fourreau (10). Ce modèle est similaire à celui de l'hélice 2D. On obtient la résistance thermique sous la forme:

$$Z_{fourreau} = \frac{1}{\lambda \cdot a_3}\left\{\frac{1}{\alpha_0}\ln\left(R_3/R_2\right) - \frac{2}{\pi^3}\left(\alpha_0/\alpha_3\right)^2 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin^2\left(m\pi\alpha_3/\alpha_0\right)}{m^3} \frac{\left(R_2/R_3\right)^{-2m\pi/\alpha_0}+1}{\left(R_2/R_3\right)^{-2m\pi/\alpha_0}-1}\right\} \quad \text{[IV-5]}$$

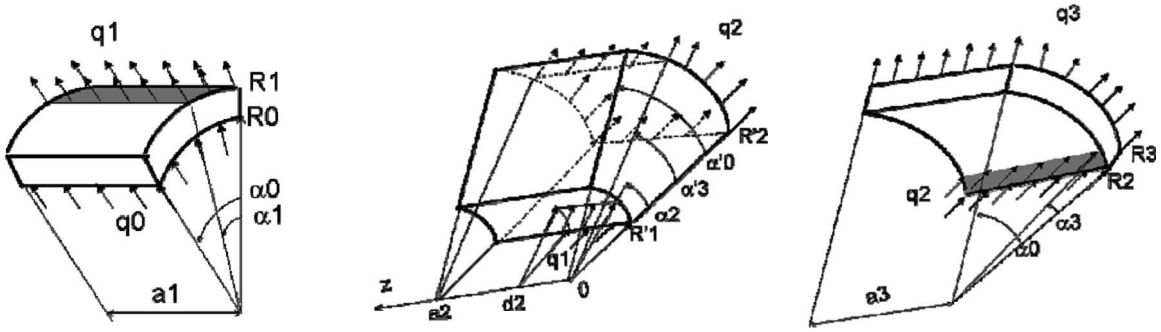


Figure IV-10 : ligne de transmission

Résistance thermique globale

La résistance thermique globale de la ligne est une succession de résistances en série. Les trois résistances des solides sont séparées par des résistances de contact (R_{hm}, pour le contact entre l'hélice et le montant, et R_{mf}, pour le contact entre le montant et le fourreau). On a ainsi la résistance thermique globale sous la forme :

$$Z_t = Z_{hélice} + R_{hm} + Z_{montant} + R_{mf} + Z_{fourreau} \qquad \textbf{[IV-6]}$$

Le modèle analytique nous permet de déterminer une résistance globale en fonction des matériaux et des zones de contacts.
Il existe plusieurs configurations de ligne de transmission correspondant à différentes applications industrielles. Chaque configuration connaît des limitations différentes. Grâce à ce modèle, nous pouvons voir le gain potentiel d'une configuration à l'autre (Tableau 26).

La Figure IV-11 montre la comparaison des R_{th} pour les différentes configurations. Nous ne prenons pas en compte les résistances de contact. La conductance thermique diminue de 30% lorsque le ratio de surface en contact passe de 0% à 100%.

Ce modèle nous fournit une température d'hélice. Pour cela, il faut connaître la puissance dissipée et avoir une mesure de température sur l'enveloppe extérieure lors du fonctionnement.

$$Z_t = \frac{T_{hélice} - T_{fourreau}}{\phi} \qquad \textbf{[IV-7]}$$

Durant la durée de vie d'un TOP, nous n'avons aucune donnée sur la température d'hélice. Compte tenu des petites dimensions du dispositif et de l'ultravide, une mesure directe n'est pas possible sans perturber l'onde RF et le vide.

Les pertes thermiques varient en fonction des applications, mais elles peuvent être évaluées. Cette identification des pertes ne fait pas partie de notre sujet. Pour exemple, nous prenons des pertes de 5W/mm (fourni TED). La Figure IV-12 montre l'évolution de la température d'hélice avec la R_{th}. La température d'hélice est calculée à l'aide de l'équation V-7 en ramenant la résistance en K/W en fonction du pas, ce qui nous donne des K.mm/W.
La température sur le fourreau est mesurée à l'aide d'un thermocouple. Elle est d'environ 180°C. On note une diminution de 45°C lorsque les surfaces de contacts sont optimisées (Passage de 30% à 100%).
La Figure IV-11 montre la variation de la résistance thermique en fonction du pourcentage de surface en contact.

Configuration	Hélice		Montants		Fourreau	
	Matériau	Conductivité (W/m.K)	Materiau	Conductivité (W/m.K)	Materiau	Conductivité (W/m.K)
1	Molybdène	150	Beryllium	200	Fer doux	65
2	Tungstène	180	Nitride de bore anisotrope (APBN)	66	Fer doux	65
3	Molybdène	150	Diamant	1200	Fer doux	65
4	Tungstène	180	Diamant	1200	Fer doux	65

Tableau 26 : Configurations étudiées

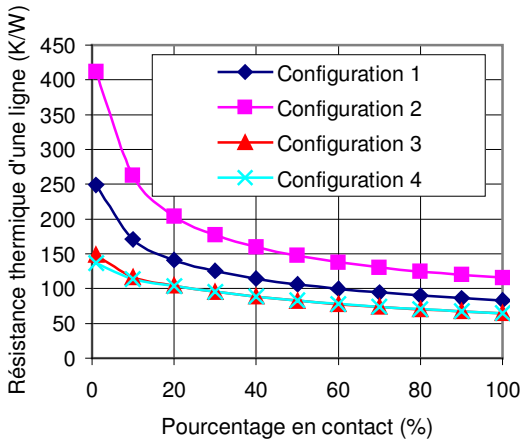


Figure IV-11 : Influence des surfaces de contacts et des matériaux

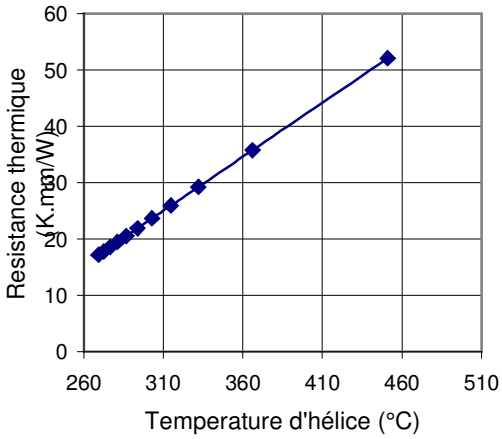


Figure IV-12 : Influence de la température d'hélice suivant la RT

Conclusion

Nous avons pu voir dans cette partie tout l'intérêt d'un modèle analytique sur la caractérisation rapide des résistances thermiques des lignes de transmission. Néanmoins des travaux supplémentaires sont indispensables pour améliorer la précision et donner plus de sens aux résultats. En effet, lorsque la ligne de transmission est assemblée, nous n'avons pas d'information sur les surfaces de contact engendrées par le process d'assemblage. De plus l'utilisation du cuivre rend le problème fortement non-linéaire. En effet, le cuivre se déforme de manière très fortement plastique. Nous avons donc étudié précisément la déformation du cuivre afin de retrouver les propriétés du cuivre déposé et des résistances thermiques de contact.

IV.1.3 Validation expérimentale

Nous proposons ici d'effectuer une validation du modèle analytique par différentes méthodes expérimentales. Nous utilisons deux méthodes différentes pour identifier la résistance thermique d'une ligne. La première consiste à injecter un courant continu dans l'hélice afin de la chauffer par effet joule. Pour effectuer les mesures, il faut une ligne entière pompée. Nous utiliserons cette technique et nous regarderons l'influence du vide autour de

l'essai et du pompage. La seconde technique consiste à chauffer la ligne par l'extérieur en l'introduisant dans un four (la ligne est dépourvue des ailettes et des masses polaires, pour ne garder que la résistance totale évaluée par le modèle). Ensuite un modèle 1D est établi pour déterminer la température. Nous étudions quatre lignes différentes.

IV.1.3.1 Méthode mise en place

IV.1.3.1.1 Mesure par chauffage interne

Le principe réside dans le chauffage de l'hélice par effet joule Figure IV-13. Nous mesurons la résistance de l'hélice en fonction de la puissance injectée. Des thermocouples sont placés sur l'extérieur du dispositif. Ils sont soudés au laser. Il existe deux méthodes pour identifier la température de l'hélice afin d'en déduire la résistance thermique: (i) la méthode indirecte, qui consiste à calibrer la température de l'hélice en fonction de sa résistance électrique (cette calibration est souvent effectuée pendant l'étuvage, ce qui nous permet de remonter à la température d'hélice avec la mesure de la résistance Figure IV-14), (ii) la méthode directe, qui consiste à mettre directement un thermocouple sur l'hélice.
Une acquisition de type Agilent© est utilisée ainsi que des thermocouples type K.
La puissance est augmentée progressivement jusqu'à atteindre la température limite de 350°C. Ceci nous permet également d'avoir la variation de la résistance thermique en fonction de la température.

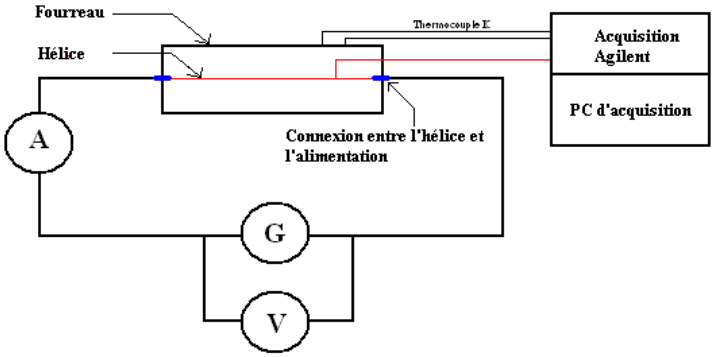


Figure IV-13 : Schéma de principe

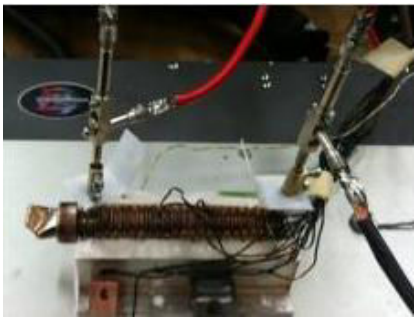


Figure IV-14 : Chauffage par effet joule sous vide

Instrumentation de la mesure.

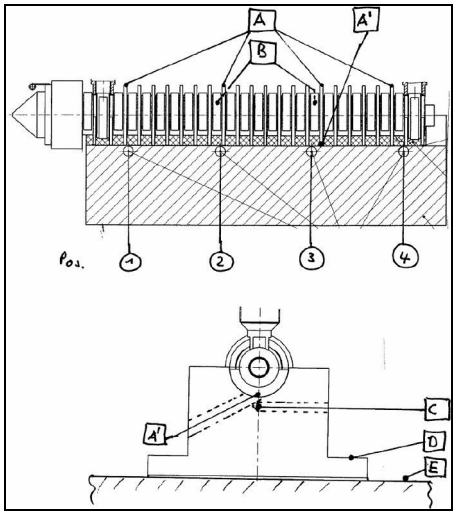


Figure IV-15 : Emplacements des thermocouples pour le chauffage par effet joule

Des thermocouples (position 1 à 4) sont disposés le long du tube afin d'obtenir le profil des températures entre les connecteurs d'entrées et de sorties mais ces thermocouples ne sont pas utilisés pour l'évaluation des impédances thermiques.
Les positions des thermocouples sur le dispositif expérimental sont les suivantes :

- Pos. A : Ailette de refroidissement du fourreau (partie supérieure)
- Pos. A' : Ailette de refroidissement du fourreau (partie inférieure)
- Pos. B : Entretoise (partie supérieure)
- Pos. C : Habillage (en dessous du fourreau)
- Pos. D : Habillage (Fixation)
- Pos. E : Plaque de refroidissement à eau

La température à la position D (température de référence) est maintenue constante (20°C et 80°C) durant les essais. L'évaluation des impédances thermiques est obtenue de la façon suivante :

C-D : Impédance thermique de l'habillage
B-C : Impédance thermique du contact entretoise-habillage
H-B : Impédance thermique entre l'hélice et l'entretoise. La température de l'hélice est calculée à partir de la mesure de la résistance DC.

IV.1.3.1.2 Mesure par chauffage externe

Cette méthode consiste à créer un gradient thermique radial dans le tube en le chauffant de l'extérieur (Figure IV-16 et Figure IV-17) . Le tube est placé dans un four. Pour assurer une chauffe purement radiale, les extrémités du tube sont isolées des parois du four par des isolants en Ryton. Des thermocouples de type K (diamètre 0,8 mm) sont soudés au laser sur la face externe du fourreau et sur l'hélice. Des mesures de température sont effectuées sur les faces interne et externe du tube. Le chauffage s'effectue essentiellement par rayonnement. Dans cette configuration, la chaleur circule dans le sens inverse du cas réel, mais la déformation des lignes de flux est indépendante du sens de circulation de celui-ci.
Un protocole expérimental a été mis en place en respectant les contraintes des matériaux et l'objectif à atteindre. Nous avons choisi d'imposer une température de 200°C dans le four. Contrairement à l'expérience précédente la mesure se fait à une puissance donnée mais en

régime transitoire. L'évolution de la température est enregistrée à l'aide d'une carte d'acquisition Agilent© 34970A toutes les secondes (paramètre variable). L'enregistrement dure environ 1h pour un cycle de chauffe-refroidissement.

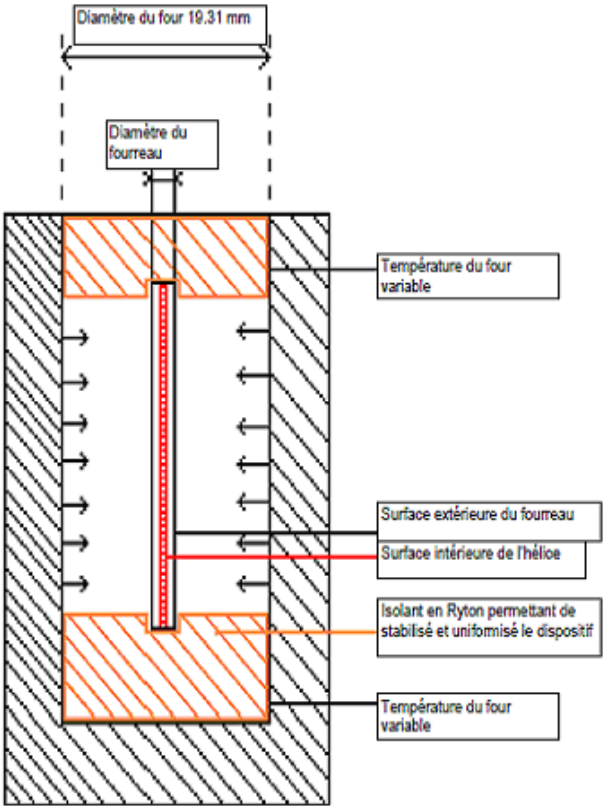


Figure IV-16 : Schéma de principe du chauffage dans un four



Figure IV-17 : Dispositif expérimental

Technique d'homogénéisation

Pour déterminer la résistance thermique d'une ligne de transmission, nous avons adopté une technique d'homogénéisation. Celle-ci consiste à substituer à l'ensemble hélice - montants - fourreau un cylindre creux de rayons intérieur et extérieur identiques et de même capacité thermique (Figure IV-18). Nous déterminons une masse équivalente du cylindre creux ainsi qu'une capacité équivalente à partir des trois matériaux présentant dans la ligne.

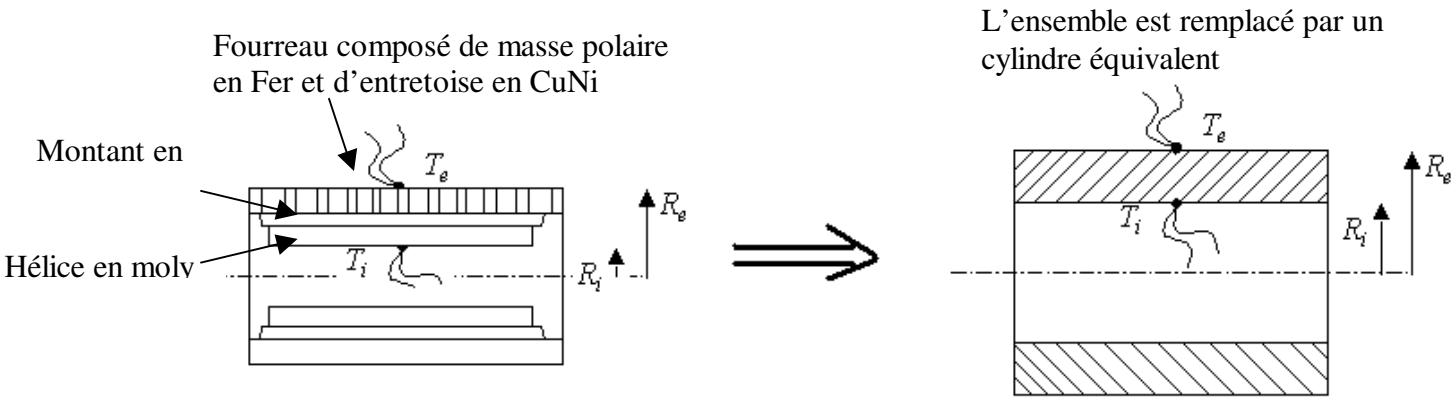


Figure IV-18 : Simplification du problème

L'ensemble est assimilé à un ensemble de résistance et de capacité en série (Figure IV-19).

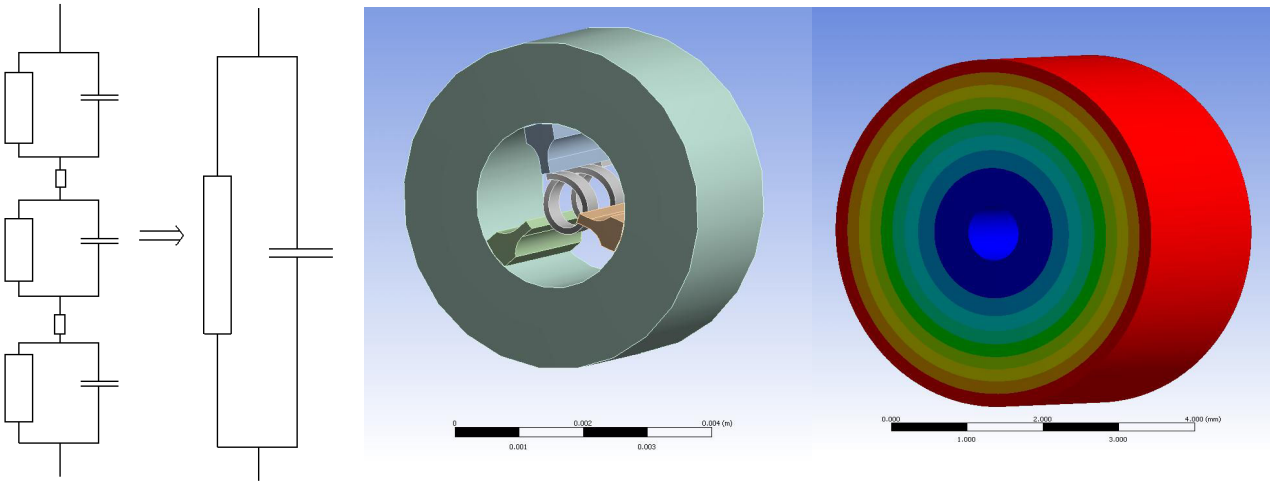


Schéma Géométrie réelle Géométrie simplifiée

Figure IV-19 : Explication du modèle de simplification

Nous vérifions si cette hypothèse peut être adoptée. Pour cela nous simulons la configuration réelle avec les propretés matériaux correspondantes. Ensuite nous déterminons la diffusivité équivalente en utilisant le modèle analytique. On en déduit ensuite la conductivité. Pour le calcul nous avons utilisé :

Nous calculons une capacité équivalente avec l'expression **[V-8]** :

$$C_{pe} = \frac{1}{M_e}\sum_i M_i C_{pi} \qquad \textbf{[IV-8]}$$

Nous calculons une masse volumique équivalente avec l'expression **[V-9]**

$$\rho_e = \frac{1}{V_T}\sum_i M_i \qquad \textbf{[IV-9]}$$

On en déduit une conductivité thermique équivalente :

$$\lambda = a_e \cdot C_{pe} \cdot \rho_e \qquad \textbf{[IV-10]}$$

Nous injectons les données dans la configuration qui présente un cylindre creux, puis nous comparons les évolutions de la température en fonction du temps.

Les calculs ont été effectués avec une surface de contact égale à 100% de la surface apparente et des résistances de contact nulles.

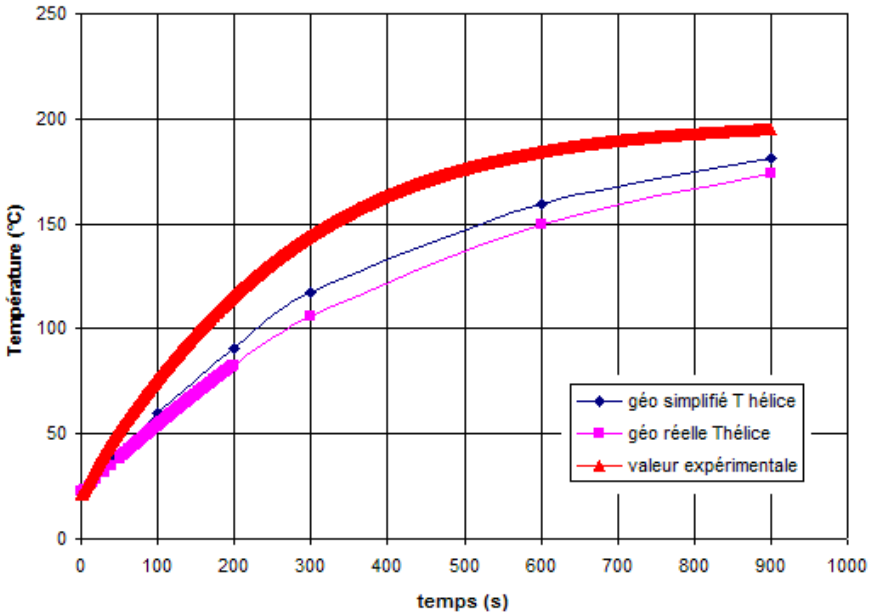


Figure IV-20 : Comparaison entre le modèle numérique et les mesures expérimentales

Nous remarquons une différence d'environ 10°C entre les deux courbes (température réelle de l'hélice et température homogénéisée ou simplifiée de l'hélice). Sur le graphique, nous avons mis la courbe expérimentale de l'évolution de la température en fonction du temps.

Une fois la conductivité trouvée, nous calculons la résistance d'un cylindre.

$$Rc = \frac{1}{2\pi\lambda_e L} Ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right) \qquad \textbf{[IV-11]}$$

IV.1.3.2 Instrumentation

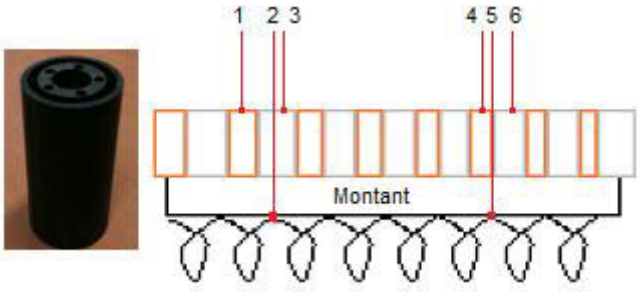


Figure IV-21 : Emplacements des thermocouples pour la méthode de chauffage par rayonnement

Nous avons deux zones d'emplacement de thermocouples. Ceci pour, d'une part, augmenter le nombre de mesures et d'autre part vérifier l'homogénéité de la chauffe du four.

- Thermocouple 2 et 5 : sur l'hélice
- Thermocouple 1 et 4 : sur l'entretoise en cupronickel ou en inox

- Thermocouple 3 et 6 : sur l'entretoise en Fer (ailettes en fer supprimées)

IV.1.3.2.1 Vérification de la mesure

Identification du flux uniformité

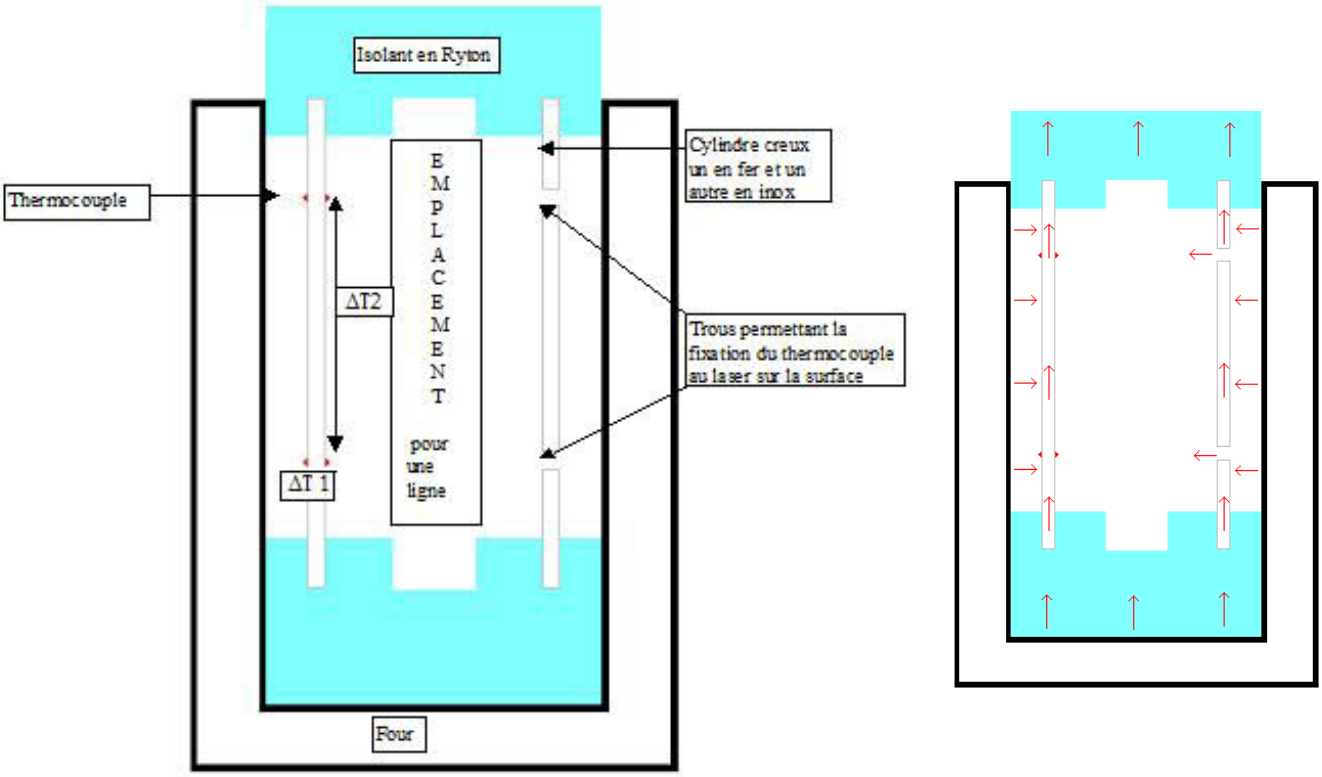


Figure IV-22 : Schéma de la mesure de vérification pour le chauffage externe

L'expérience a été réalisée pour deux températures de four (100°C et 150°C).
Le **ΔT1** représente la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.
Le **ΔT2** représente la différence entre le haut et le bas du four.

Nous avons relevé une différence de température entre le haut et le bas du cylindre d'environ ΔT2=2°C (pour T(four)=100°C). Ce qui signifie que le flux n'est pas uniforme dans le four, mais cette différence reste négligeable sur une échelle de 100°C. Le maximum de température entre l'intérieur est l'extérieur du tube est ΔT1 (max)= 2.5 °C. Cette valeur est suffisante pour l'identification à effectuer.

Pour une température de four de 150°C le ΔT1(max)= 3.2 °C et la différence de température entre le haut et la bas d'environ ΔT2=3°C.

Conclusion :

Les thermocouples d'en haut et d'en bas sont séparés de 45 mm et la différence est d'environ 3°C. Nous avons donc une variation de 0.067°C/mm ce qui est négligeable si nous faisons une identification purement radiale.

IV.1.3.3 Configurations étudiées

Nous avons étudié différentes configurations. Premièrement, pour déterminer un modèle pour chaque configuration existante, ensuite pour valider le modèle pour différentes dimensions. En effet, il existe des tubes télécoms et des tubes spatiaux avec des dimensions différentes. Plus nous augmentons la fréquence plus la bande active et grande mais plus petites sont les dimensions impliquant des limitations importantes.
Au total quatre tubes avec des données différentes ont été étudiés.
La validation expérimentale prendra en comptes la plupart des configurations et permettra une caractérisation des impédances thermiques dans les TOP.

La démarche adoptée est toujours la même :

1. Mesure expérimentale de différentes manières.
2. Identification des surfaces de contact à l'aide des coupes métallographiques.
3. Calcul analytique à l'aide du modèle établi en utilisant les surfaces de contact trouvées avec les coupes afin de prendre en compte la macro-constriction.
4. Introduction des RTC à partir des mesures trouvées. Nous utilisons les mesures maximums trouvées. La pression de contact n'est pas constante tout le long du contact. Nous prenons néanmoins une RTC donnée que nous considérons constante. En effet, la pression de contact dans les lignes de transmission sera toujours supérieure à la pression maximum étudiée lors des mesures d'RTC. Dans c'est condition, nous nous trouvons dans un pire cas
5. Comparaison des mesures.

Toutes les mesures sont ramenées à une unité de longueur en mm afin de faciliter la comparaison entre les différentes configurations et mesures.

1. Mesure effet joule : La puissance est ramenée à la longueur de dissipation ce qui nous donne une puissance en W/mm et donc une résistance en mm.K/W
2. Chauffage par rayonnement : Le modèle est ramené à une unité de longueur
3. Modèle analytique : Le modèle donne une Rt en K/W. On a donc une résistance par contact. On divise cette valeur par 3 pour avoir une Rt en K/W pour une spire. Ensuite on multiplie par la largeur correspondante pour avoir des mm.K/W.

Cette partie nous permettra également de regarder la cohérence des mesures de RTC et de chercher à les retrouver à travers l'utilisation du modèle analytique et de résultats expérimentaux. En effet, le modèle analytique nous donne une Rt. L'étude expérimentale, nous donne une valeur globale. La différence entre les deux valeurs doit correspondre à la RTC.

IV.1.3.3.1 Tube n°1

1. Mesures expérimentales

1.1 Mesure par effet joule

- **Dispositif expérimental**

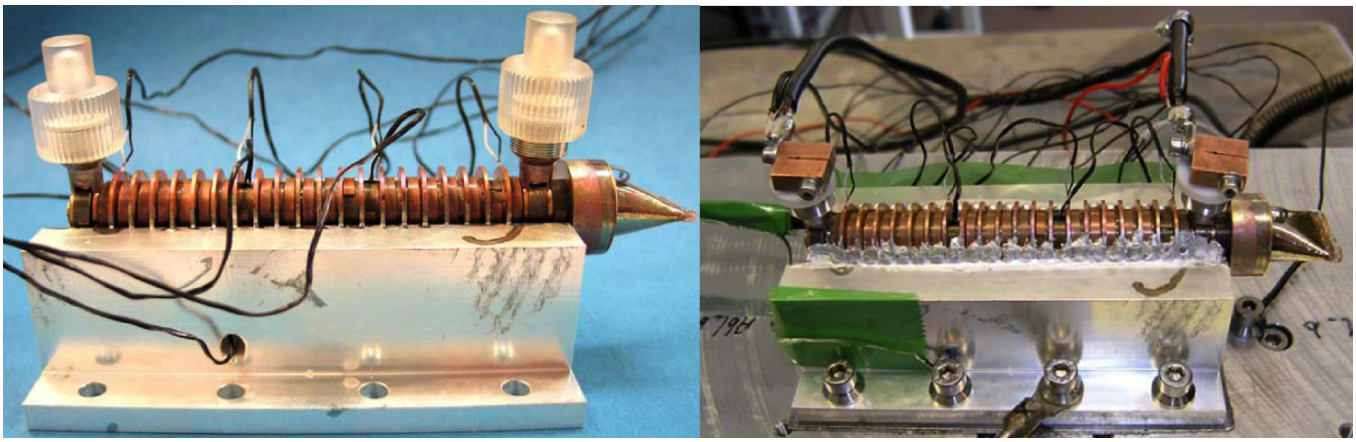


Figure IV-23 : Véhicule test du tube n°1

La VT reproduit les configurations réelles de sortie du tube. Ce système ne contient ni le canon, ni le collecteur et ces extrémités sont fermées afin de maintenir le vide à l'intérieur du dispositif. Toutes les parties de dispositif (hélice, montant, fourreau) et le processus d'assemblage sont identiques à ceux du tube en production. Dans une ligne de transmission la zone critique est le dernier pas d'hélice car c'est l'endroit où l'on trouve le maximum de puissance. Ainsi, pour réaliser un VT, il faut prendre le diamètre et le pas au niveau de la sortie.
Nous avons effectué des mesures thermiques sur un VT disponible lors du début de la thèse.
Les essais ont été reproduits dans des conditions légèrement différentes. En effet, la différence principale est le système de refroidissement et la prolongation des thermocouples.

- **Calibrage**

La résistance DC de l'hélice est mesurée pour une plage de température allant de 25 à 450°C lors de l'étuvage du tube. Cet étalonnage sera utilisé pour calculer la température de l'hélice durant les essais.
La résistance de l'hélice peut être exprimée, pour chaque température comme une fonction linéaire de la résistance à 20°C par la relation suivante :

$$R(T) = R_{20°} \cdot (1 + \alpha \cdot (T - 20°)) \quad \text{[IV-12]}$$

Les mesures obtenues sont en bon accord avec une fonction linéaire :

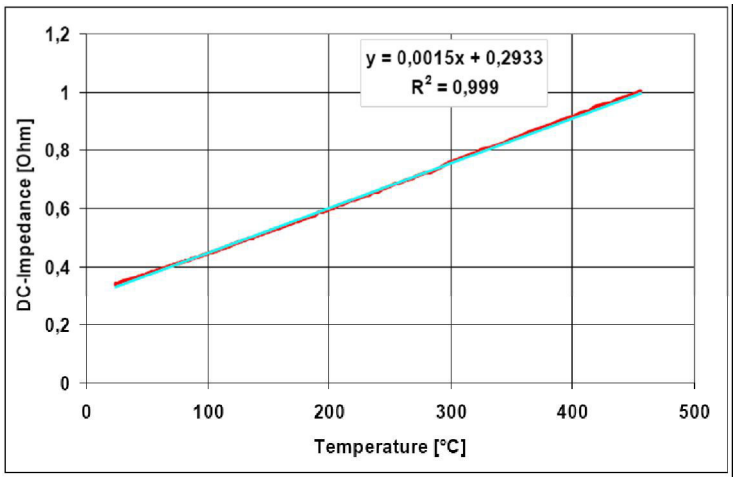


Figure IV-24 : Etalonnage de la résistance DC

- **Résultats**

Pour le calcul des impédances thermiques, le test avec la graisse thermique et une température de référence de 20°C est utilisé. L'impédance thermique est calculée à l'aide de la relation :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{P'} \quad K.mm/W \qquad \textbf{[IV-13]}$$

P' est la puissance par mm de ligne

ΔT est la différence de température entre deux points de mesures
(Hélice - Entretoise; Entretoise - Ailette; Ailette - Semelle)

L'impédance thermique est donnée en fonction de la température d'hélice.
La puissance continue est injectée par paliers afin d'éviter de détériorer le VT. Des câbles d'alimentations de 6 mm² sont utilisés afin d'éviter la surchauffe causée par un fort courant.

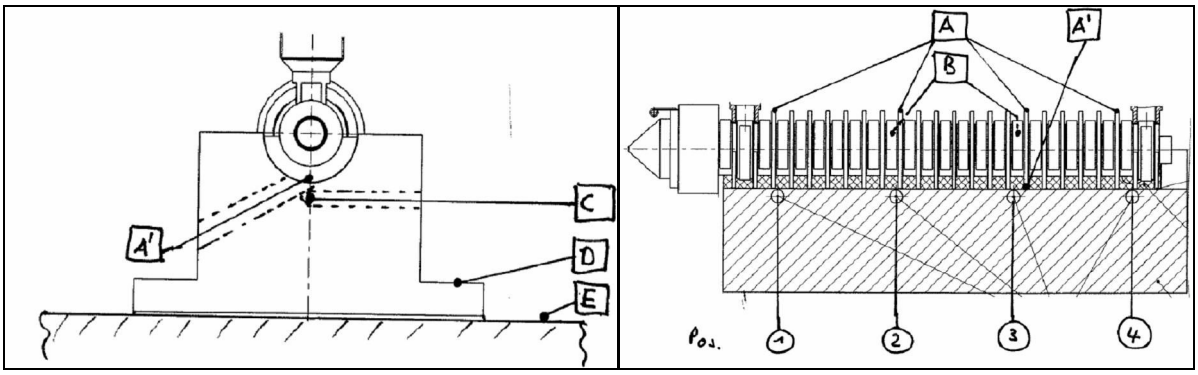


Figure IV-25 : Emplacement des thermocouples pour le tube n°1

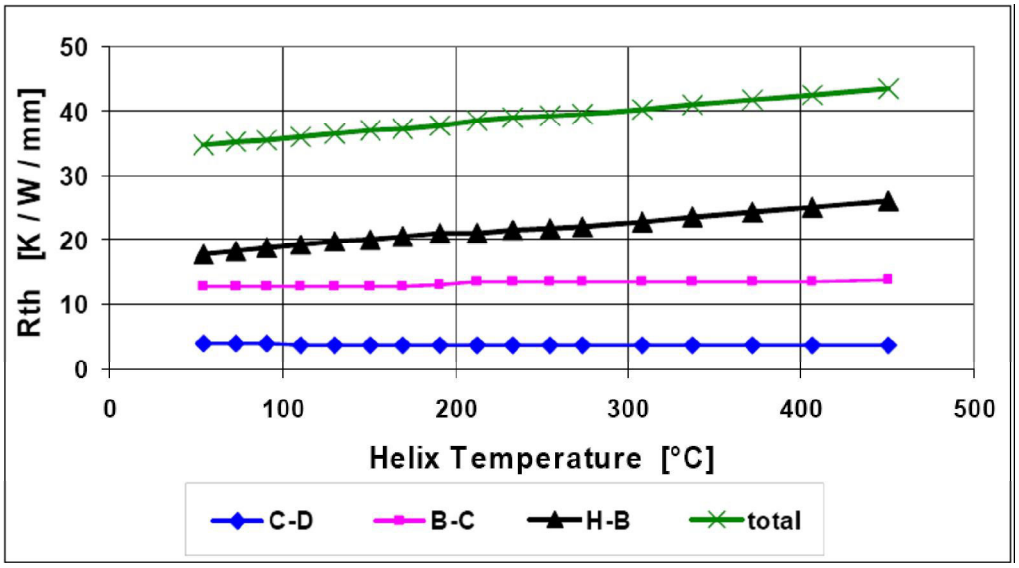


Figure IV-26 : Impédance thermique en fonction de la température d'hélice

A partir des courbes de la Figure IV-26, on déduit que l'impédance thermique pour une température d'hélice de 350°C est de ***41.2 K.W^{-1}.mm.***

Résultat : L'impédance thermique pour une hélice à 350°C :

	Impédance (K.mm/W)	
Emplacement	Mesure 1	Mesure 2
Hélice à l'entretoise (H-B)	***24***	***27,5***
Entretoise à l'habillage (B-C)	13,5	12
Habillage à la plaque de Base (C-D)	3,7	4,8
Total	41,2	44,3

Nous constatons une différence ***3.1 K.W^{-1}.mm***, ce qui donne un écart de 6.36%.

1.2 Mesure chauffage par rayonnement

Le véhicule test fourni représente une ligne de transmission. Afin d'avoir un diamètre extérieur uniforme les masses polaires ont étés ré-usinées aux diamètres des entretoises. Un thermocouple a été placé sur l'hélice puis deux autres sur le fourreau. Un sur la masse polaire et un autre sur l'entretoise. Ceci a été répété deux fois (soit six thermocouples au total) comme nous pouvons le voir sur la Figure IV-27.

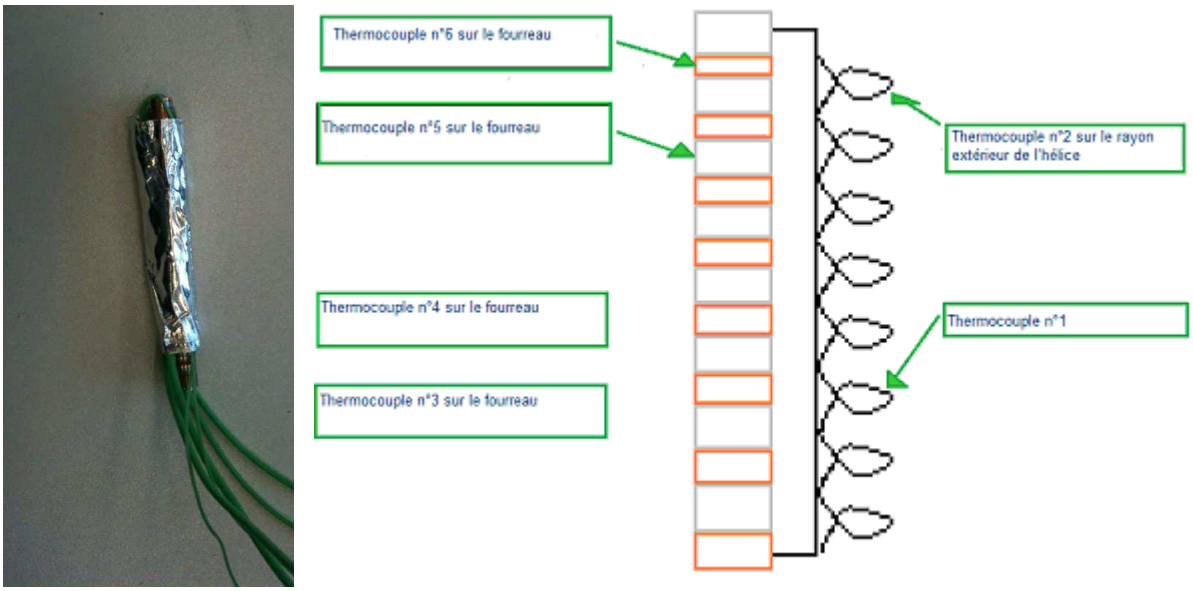


Figure IV-27 : Dispositif de l'expérience 2 du tube n°1

Nous avons réalisé trois fois la mesure avec cette méthode. Nous trouvons une impédance entre l'hélice et l'entretoise de ***31.2 K.mm/W*** avec un écart type de ***1.9***.
La mesure avec la méthode de chauffage par effet joule, nous donne une impédance de ***27.5 K.mm/W***.

2 Méthode analytique

Nous utilisons le modèle analytique développé dans la partie IV.1.2.

Le Tableau 27 nous montre toute l'importance d'optimiser la surface de contact afin d'augmenter l'efficacité du dispositif à se refroidir.

Surface de contact	% en contact	Z hélice	Surface de contact	% en contact	Z fourreau	% en contact	Z montant
0.15	100.00	19.19	0.50	100.00	46.18	100.00	14.22
0.10	66.67	22.63	0.40	80.00	50.20	70.00	15.88
0.06	40.00	26.90	0.25	50.00	55.35	40.00	19.87
0.04	26.67	30.27	0.20	40.00	58.76	20.00	21.13
0.02	13.33	36.16	0.10	20.00	65.83	13.00	23.43

% en contact	Totale par contact	Totale par mm
100.00	79.59	19.90
80.00	86.36	21.59
60.00	91.07	22.77
20.00	117.23	29.31

Tableau 27 : Impédance sans RTC pour le tube n°1

Le Tableau 27 nous renseigne sur la variation de la Rt d'ensemble de la ligne sans les RTC mais nous ne donne pas de renseignement sur le tube en question. A l'aide des coupes

métallographiques, nous allons pouvoir identifier la Rt correspondante. Les coupes montrent un contact entre 90% et 80%, nous prenons les valeurs à 80% de contact.
Nous trouvons que l'impédance globale de la ligne est de ***21.59 K.mm/W*** avec un fourreau en CuproNickel (CuNi).
La mesure de RTC donne une valeur de ***5E-6 m².K/W*** pour le contact hélice - montant et ***1.3E-5 m².K/W*** pour le contact montant - Fourreau. Ces mesures de RTC ont été présentées dans le chapitre précédent.

RTC Hélice -Montant à 65 MPa	
m².K/W	mm.K/W
3,50E-06	8,89
5,00E-06	**12,70**
6,50E-06	16,51

RTC Montant - Fourreau à 70 MPa	
m².K/W	mm.K/W
9,10E-06	7,58
1,30E-05	**10,83**
1,70E-05	14,17

Nous pouvons remarquer que le poids des RTC représente à peu près le même poids que les éléments hélice - montant - fourreau. Mais il est à noter qu'une certaine incertitude existe sur les valeurs de RTC. En effet, nous n'avons pas de saturation de la RTC car le ΔT à l'interface était devenu trop faible. Cette étape nous permettra de retrouver des RTC correspondantes.

Comparaison

Nous trouvons une impédance d'environ ***45 K.mm/W*** avec les résistances thermiques mesurées mais celle-ci ne sont pas saturées et les courbes montrent qu'elles diminuent encore fortement pour certains cas. En effet, les mesures du contact hélice - montant n'ont pas pu être effectuées pour de fortes pressions car le ΔT à l'interface était trop faible. Le cuivre a rempli les interstices pour réduire la RTC.

La méthode expérimentale de chauffage par effet joule donne **27,5 K.mm/W** et **31.2 K.mm/W** pour la méthode par rayonnement.
Nous constatons donc qu'il faut ajuster les RTC afin de retrouver la Rt globale trouvée dans les expériences.
Nous obtenons une Rt globale de **30.8 K.mm/W** avec **une RTC de 1E-6 m².K/W** pour le contact hélice - montant et **8E-6 m².K/W** pour le contact Montant - Fourreau.

Conclusion :

Les interfaces thermomécaniques sont les grandes inconnues de ce problème, grâce à ce travail nous nous rapprochons des valeurs réelles qui permettront d'envisager des simulations numériques. Ces résultats montrent également l'importance de la couche de cuivre qui diminue la RTC.
La mesure de RTC nous donnait une valeur de 5^{E}-6 m².K/W qui n'était pas saturée. Grâce à cette mesure nous pouvons établir que la RTC entre du MolaO cuivrée et du BeO est de 1^{E}-6 m².K/W.

IV.1.3.3.2 Tube n°2

Pour cette étude, nous avons défini un VT pour lequel la ligne a été spécialement frettée avec des pièces récupérées.

Le VT a ensuite subi plusieurs tests. La différence avec le cas précédent est que l'on a gardé le même VT pour les mesures. Dans un premier temps, nous avons réalisé la mesure du chauffage par rayonnement puis la méthode du chauffage par effet joule.

1. Mesures expérimentale

1.1 Mesure par effet joule

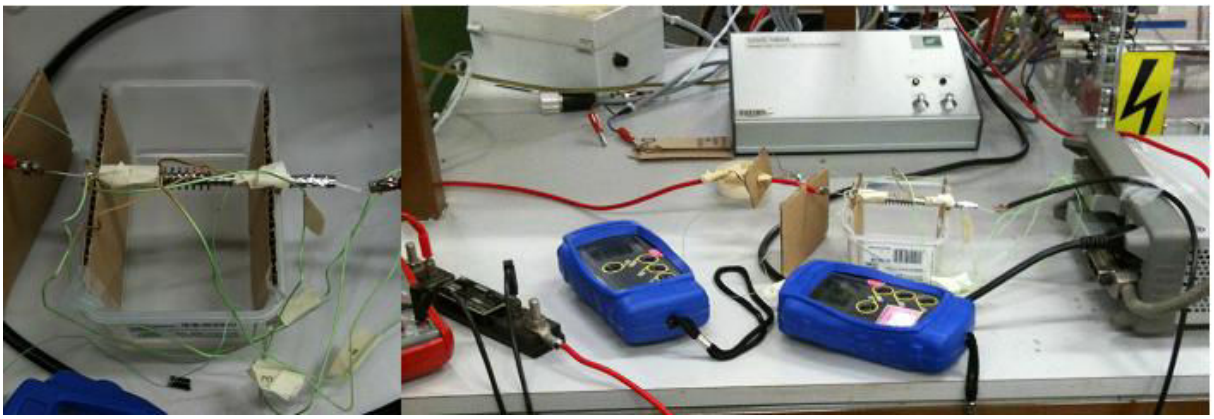


Figure IV-28 : Photos du dispositif expérimental du Tube n°2

Nous injectons un courant continu dans l'hélice afin de créer un transfert thermique de l'hélice vers le fourreau. Le dispositif est à l'air, ce qui provoque de la convection. La convection à l'intérieur de la ligne est négligée compte tenu du petit diamètre. La mesure effectuée sur le **tube 1** montre une différence d'environ 2,2 K.mm/W à faible température entre une mesure dans le vide et une mesure à l'air. Cette différence étant négligeable, nous avons opté pour des mesures à l'air ambiant.

Une alimentation fort courant, faible tension est utilisée. Un voltmètre est branché aux extrémités de l'hélice pour mesure la tension réelle. Un shunt permet de contrôler le courant circulant dans le dispositif. Des fils de platine sont soudés à l'extrémité de l'hélice afin d'y injecter la puissance nécessaire.

La puissance est augmentée progressivement afin d'obtenir une température d'hélice d'environ 300°C. Nous sommes très limités avec la puissance injectée car le dispositif n'est refroidi que par convection naturelle.

1.2 Méthode par hyperfréquence

Description du dispositif :

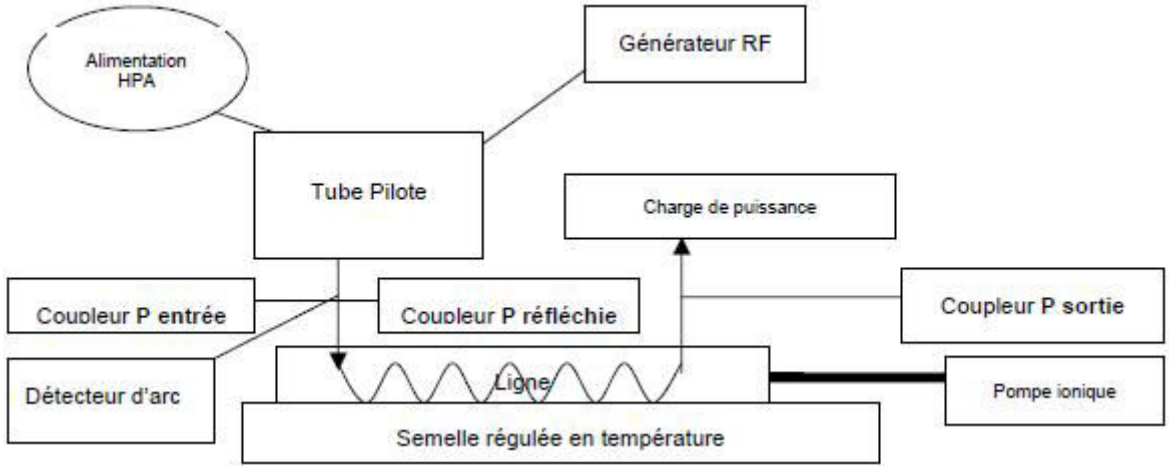


Figure IV-29 : Synoptique des différents éléments de l'essai

Ce test a été effectué par un ingénieur développement de Thales TED. L'impédance thermique trouvée est de ***32 K.mm/W***.

1.3 Mesure par rayonnent

Le même principe que pour le cas précédant (**Tube 1**) a été repris.
Nous avons réalisé quatre fois la mesure avec cette méthode. Nous trouvons une impédance entre l'hélice et l'entretoise de ***56.8 K.mm/W*** avec un écart type de ***5.1***.

- **Résultats**

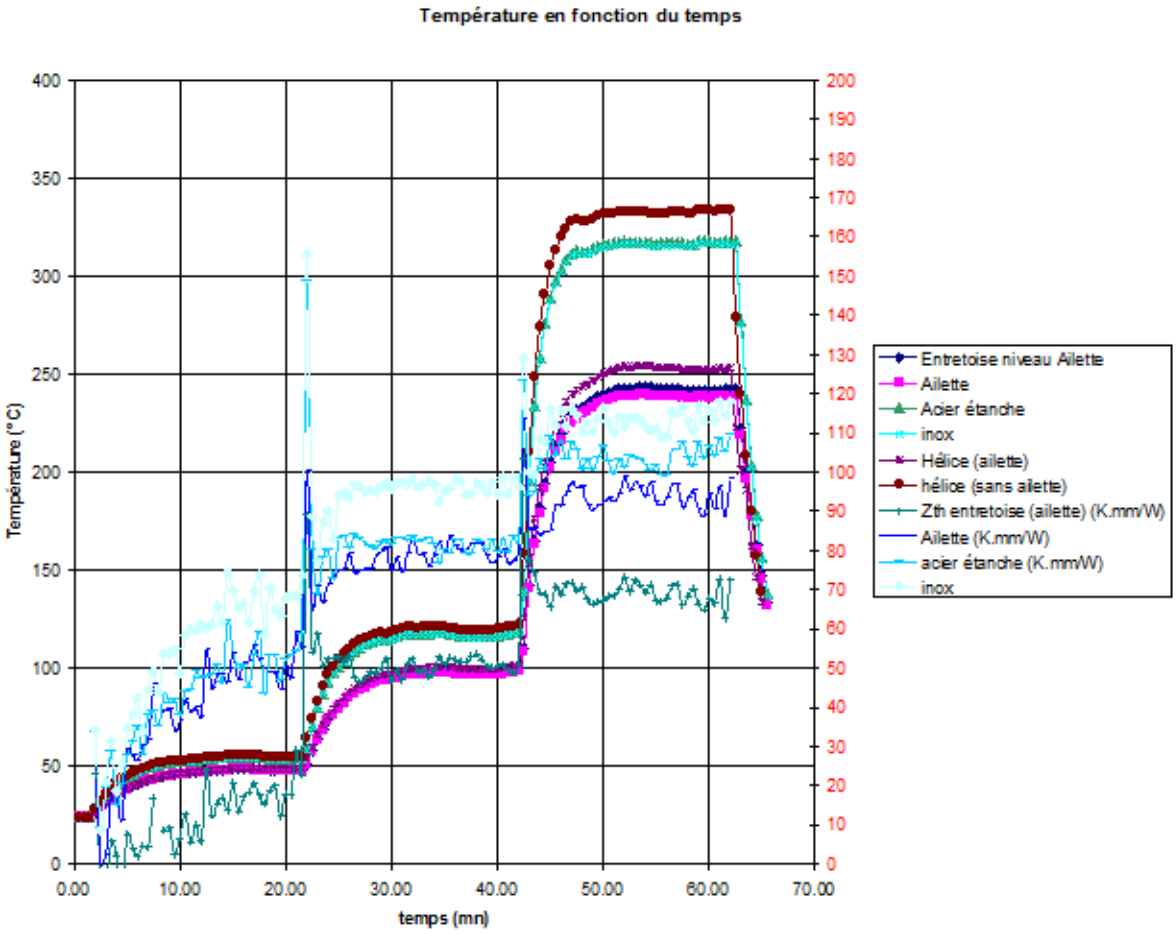


Figure IV-30 : Mesure de température pour le tube n°2

Nous avons effectué la mesure pour trois puissances différentes comme nous pouvons le voir sur la Figure IV-30.

Le dispositif expérimental est refroidi uniquement par la convection naturelle ce qui augmente très rapidement la température. Le ΔT entre l'hélice et le fourreau est faible.
Ces essais nous permettent de trouver une impédance thermique de **66.3 K.mm/W**. Avec la méthode précédente, on trouvait **56.8 K.mm/W**.

2. Méthode analytique

Dans cette configuration le montant est anisotrope, c'est du nitrure de bore anisotrope (APBN) dont la conductivité thermique est différente selon la direction. Le modèle analytique n'est pas écrit pour ce type de configuration mais une simulation numérique permet un recalage approximatif. Une étude numérique préalable nous a montré que la différence entre un montant anisotrope et isotrope est de 20%. L'anisotropie du matériau augmente sa résistance thermique de 20%. Donc nous rajoutons 20% à la valeur obtenue par le modèle analytique pour supposer être dans la configuration anisotropie.

Surface de contact	% en contact	Zhélice	Surface de contact	% en contact	Zfourreau	% en contact	Zmontant

0.20	100.00	23.27	0.62	100.00	100.59	100.00	116.08
0.16	80.00	25.97	0.50	80.65	111.33	80.00	124.69
0.12	60.00	29.19	0.45	72.58	115.82	70.00	123.41
0.10	50.00	31.11	0.40	64.52	120.82	50.00	135.31
0.08	40.00	33.37	0.35	56.45	126.60	30.00	165.55
0.04	20.00	40.00	0.20	32.26	150.60		

% en contact	Totale par contact	Totale par spire	Totale par mm
100.00	239.94	79.98	33.11
80.00	262.00	87.33	36.16
55.00	281.19	93.73	38.80
30.00	352.33	117.44	48.62

Tableau 28 : Etude analytique de la Rth pour le tube n°2

Nous trouvons que l'impédance globale de la ligne est de 38.80 K.mm/W avec un fourreau en Inox pour une surface de contact correspondante aux coupes métallographiques effectuées. La mesure de RTC donne une valeur de 4.4E-6 m².K/W pour le contact hélice - montant et 1.3E-5 m².K/W pour le contact montant - Fourreau

RTC Hélice -Montant à 23 MPa	
m².K/W	mm.K/W
3,10E-06	8,61
4,40E-06	**12,22**
5,70E-06	15,83

RTC Montant - Fourreau à 70 MPa	
m².K/W	mm.K/W
9,60E-06	6,40
1,37E-05	**9,13**
1,80E-05	12,00

Comparaison

Nous pouvons remarquer que le poids des RTC représente un peu moins que les éléments hélice - montant - fourreau. Dans cette configuration, nous remarquons que le poids du montant sur l'impédance globale est important

Nous trouvons une impédance d'environ **60 K.mm/W** à l'aide du modèle. La méthode expérimentale de chauffage par effet joule donne **66 K.mm/W** et celle de chauffe par rayonnement.**57 K.mm/W**
Etant donné que le calcul analytique donne des valeurs semblables aux essais, nous pouvons conclure que les mesures des RTC sont satisfaisantes.
La méthode de chauffage par onde hyperfréquence montre une certaine différence avec les autres méthodes. Il a été trouvé **32 K.mm/W**. Même en supposant des contacts parfaits le modèle analytique donne une impédance de 33 K.mm/W. Cette mesure a été effectuée antérieurement à la thèse sans prendre en compte les RTC.

Conclusion :

Nous trouvons une bonne correspondance des résultats entre les différentes méthodes, ce qui permet de valider le modèle analytique et les mesures expérimentales. Il faut noter qu'il existe une différence de 13% entre le chauffage par effet joule et le chauffage par rayonnement. Cette valeur est tout à fait acceptable compte tenu des conditions d'essai (Modèle d'identification, propriétés matériaux...). En revanche, nous trouvons une différence

d'environ 50% avec la méthode de chauffage par onde hyperfréquence. Dans la configuration suivante, nous tentons de mieux comprendre cette différence.

Cette remarque a déjà été faite dans un rapport technique réalisé par un expert de Thales TED (AOUT 1997).

L'hypothèse qui avait été proposée pour expliquer l'écart entre les impédances mesurées en continu et en hyperfréquence est l'existence de pertes hyperfréquences significatives sur les montants.

IV.1.3.3.3 Tube n°3

Dans un premier temps, nous refaisons le test de transmission sous vide puis nous ouvrons la ligne pour effectuer un test de transmission à l'air ambiant. En effet, ce test est possible car même à l'air ambiant l'onde hyperfréquence circule toujours sur l'hélice et nous n'avons pas de claquage. Même si la tension de claquage est moins élevée dans l'air que dans le vide, elle est toujours suffisamment élevée. L'ouverture du tube permet une mesure par caméra thermique. Au préalable, l'émissivité de l'hélice et du montant ont été déterminées.
Enfin, les connexions ont été retirées afin de relier directement l'hélice à l'alimentation de chauffe par effet Joule. Une simulation numérique à l'aide Ansys Workbench purement thermique sera mise au point pour tenter de trouver les RTC. Cette étape a été réalisée bien avant la mesure expérimentale des RTC.

1. Mesures expérimentales

1.1 Test de transmission (Chauffage par Hyperfréquence)

Le véhicule test représente la ligne de transmission du 220W Ku (Figure IV-31). Ce système ne contient ni le canon, ni le collecteur. Toutes les parties du dispositif (hélice, montant, fourreau) et le processus d'assemblage sont identiques au tube. Le dispositif est soudé sur une plaque de base. Des thermocouples sont installés tout au long de la ligne.
L'hélice a un pas constant, il est de 0.583 mm. Le fourreau ne comprend pas les aimants. La distance entre les connecteurs d'entrées et de sorties est de 135.7mm. Les ailettes de refroidissement en cuivre sont brasées radialement sur chaque pièce polaire

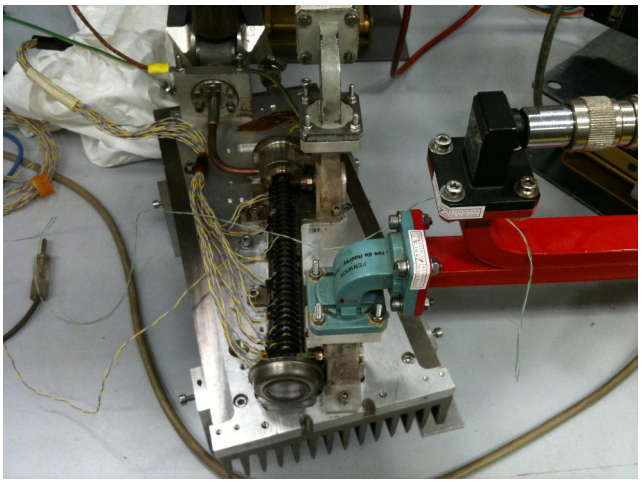


Figure IV-31 : Photo du dispositif Tube n°3

Modèle TED

Un modèle reliant la puissance le long de la ligne et la variation de température a été développé par des ingénieurs de TED. Pour utiliser ce modèle, il faut connaître le coefficient de variation de la conductivité électrique. Nous retrouvons la valeur théorique α = 3.6E-3/°C. Nous augmentons ensuite progressivement la puissance HF dans la ligne pour obtenir le Tableau 29 suivant :

Pe (W)	Ps (W)	Att (dB)	Pdiss (W)	Ts moy	K (K,mm/W) avec alfa2
16,39	7,64	3,32	8,75	22,42	31,77
52,13	23,94	3,38	28,19	27,48	37,98
60,27	27,63	3,39	32,64	28,67	33,04
70,65	32,30	3,40	38,35	29,76	31,30
120,26	54,28	3,45	65,98	35,34	26,00
147,95	66,32	3,48	81,63	38,67	23,85

Tableau 29 : Mesure par HF pour le tube n°3

Nous pouvons remarquer que l'impédance diminue avec l'augmentation de la puissance dissipée et donc avec l'augmentation de la température.

Compte tenu des hypothèses, ce modèle révèle une approximation trop importante. En effet, nous prenons une température d'hélice moyenne, et une puissance dissipée moyenne alors que la variation de la puissance le long de la ligne se fait exponentiellement.
L'impédance thermique est calculée de l'hélice jusqu'à la semelle, en faisant un réseau de résistances. L'impédance est déterminée à l'aide d'un modèle analytique et de mesures par caméra thermique.

$Z_{th\ HF\ analytique}$ **= 31 K.mm/W** en moyenne (car varie en fonction de la puissance).

1.2 Mesure par caméra thermique

Cette étape nous permet de définir l'émissivité des différentes parties que l'on observera par la caméra thermique (Figure IV-32). De multiples mesures sont effectuées sur les hélices. Compte tenu des petites dimensions des échantillons un complément optique est utilisé. Nous avons pris des hélices cuivrées et d'autres non-cuivrée, des gros diamètres et des plus petites puis nous avons réalisé la mesure sur un fils plat qui est plus fiable.

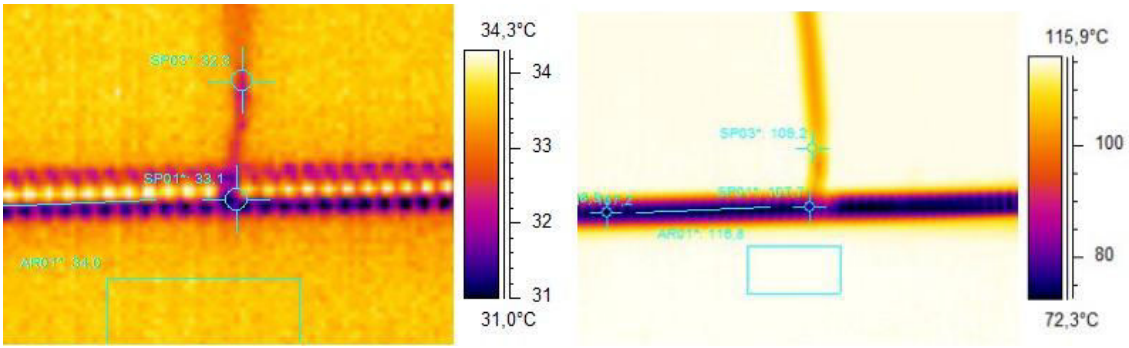


Figure IV-32 : Hélice avec la caméra thermique

Elément	Hélice cuivrée	Hélice non cuivrée	Montant	Scotch
Emissivité	0,6	0,45	0,95	1

Problème : l'émissivité de l'hélice est trop faible, nous ne mesurons que les reflets de l'environnement. Nous avons donc revêtu l'hélice de Nitrure de bore (NB) pour augmenter son émissivité (Figure IV-33). Ainsi, nous pouvons avoir un écart de température entre l'hélice et le fourreau et non plus entre le montant et le fourreau. Au préalable l'émissivité d'une hélice cuivrée revêtue de NB a été recherchée.

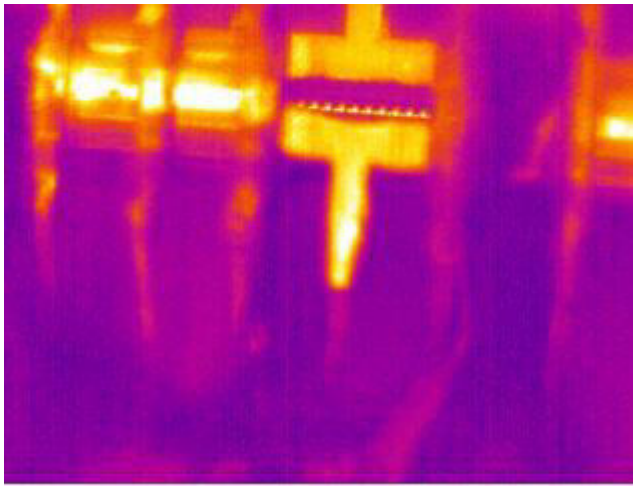


Figure IV-33 : Ouverture du tube

La température d'hélice est de 78.2 °C et celle de l'entretoise est de 52.3°C pour une plaque de base à 20°C. La puissance dissipée est de *0.61W/mm* ce qui nous donne une impédance de **42.5 K.mm/W.** En rajoutant l'impédance entre l'entretoise et la semelle, on a **48.7 K.mm/W**
Nous remarquons que cette valeur correspond à la valeur trouvée précédemment avec une émissivité réajustée arbitrairement. Maintenant l'émissivité est définie par une mesure ce qui rend cette évaluation plus fiable.

$$Z_{th\ HF\ caméra} = 48.70\ K.mm/W$$

La température d'hélice est de 143 °C et celle de l'entretoise est de 100°C pour une plaque de base à 80°C. La puissance dissipée est de *0.61W/mm* ce qui nous donne une impédance de **70.5 K.mm/W.** En rajoutant l'impédance entre l'entretoise et la semelle, on a **76.7 K.mm/W**
Nous pouvons constater une augmentation de l'impédance thermique d'environ 37% pour une augmentation d'environ 40°C de la température. Une explication à ce comportement est que les résistances de contacts se dégradent avec l'augmentation de la température. Nous diminuons la pression de contact qui a une influence directe sur la résistance de contact.

1.3 Mesure DC (Chauffage par courant continu)

La ligne de transmission est instrumentée à l'aide de thermocouples puis placée sur une plaque de base. Le dispositif est fixé sur une plaque réglable en température à l'aide d'une bouteille de CO2.

Dans un premier temps, la courbe de variation de la résistance de l'hélice en fonction de la température est déterminée (R(ohm) = f(T)). Cette courbe de calibration, nous permet de déterminer la température de l'hélice au cours de l'expérience.

Dans un second temps, un courant est injecté dans l'hélice. La puissance limite peut être choisie de deux manières: soit la puissance permettant à l'hélice d'atteindre 350°C (limitation des hélices cuivrées sous vide) ou la puissance correspondant aux pertes.
Nous mesurons la tension ainsi que l'intensité (à l'aide d'un shunt). Nous en déduisons la résistance de l'hélice puis la température.

Protocole

La longueur de l'hélice est de 135.6mm. Les tests vont débuter avec une faible puissance DC. La puissance sera alors progressivement augmentée jusqu'à atteindre une puissance correspondant à une température d'hélice de 350°C ou jusqu'à atteindre la puissance maximum. Des vérifications seront effectuées entre chaque mesure.

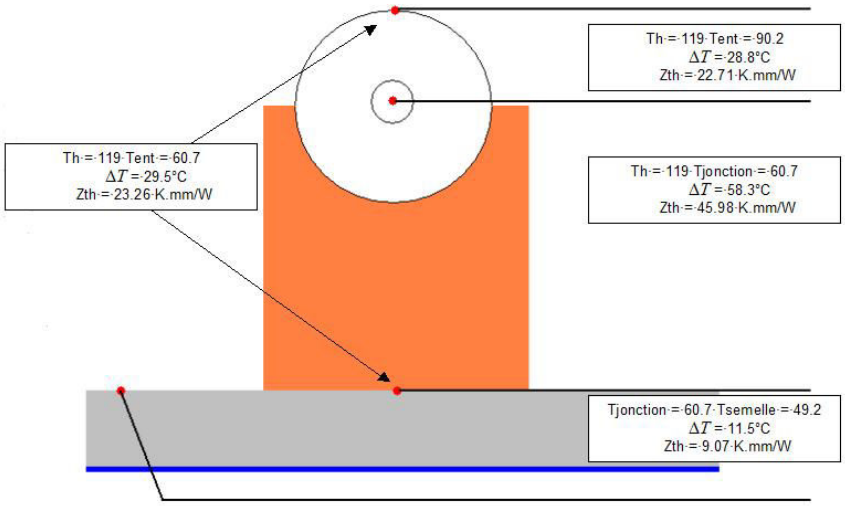


Figure IV-34 : Calcul des impédances thermiques

Nous choisissons de faire cette décomposition schématique (Figure IV-34) pour la puissance max. correspondant à 1.268 W/mm.
Nous remarquons que la décomposition est valable ce qui donne une résistance de: **22.71 K.mm/W** (entre l'hélice et le montant), **23.26 K.mm/W** (entre le fourreau et l'ailette) et **9.07 K.mm/W** (entre l'ailette et la plaque de base) comme nous le voyons sur la Figure IV-35.
Pour cette puissance injectée, nous avons mesuré les températures par caméra thermique.

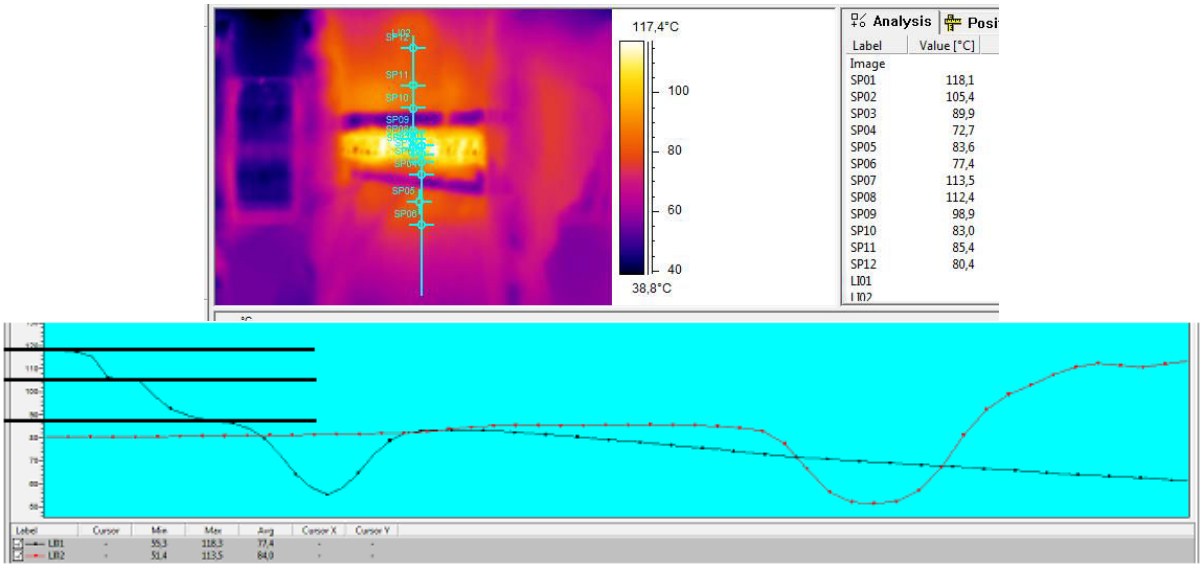


Figure IV-35 : Décomposition des interfaces

Le chauffage par courant continu est la méthode d'identification la plus directe. Elle donne des résultats exploitables et reproductibles en tenant compte de l'incertitude.

53.6 +/- 6.8 K.mm/W entre hélice et la semelle
44.90 +/- 6.8 K.mm/W entre hélice et l'ailette

2.1 Modèle numérique

Le modèle numérique est réalisé sous Ansys Workbench. Il ne prend en compte que le problème mécanique. Les surfaces de contact entre l'hélice et le montant et entre le montant et le fourreau sont considérées parfaites. Ceci correspond à la configuration la plus optimiste des phénomènes de macro-constriction.
La géométrie représente la ligne du 220W Ku. Nous choisissons d'étudier une géométrie sur deux entretoises et sur trois masses polaires, afin d'avoir une zone représentative de l'essai. Le modèle est composé de 14 corps comme nous le montre le Tableau 30 :

Corps	Nombre	Conductivité	Nœuds	Eléments
hélice	1	165	86927	19497
Montant	3	66 et 1.6	18690	3542
Entretoise	2	16	33639	10515
Masse polaire	3	60	39918	112573
ailette	3	Cuivre WB	3350	856
semelle	1	Alu WB	4216	1010
Plaque de base	1	Alu WB	3803	818
			190543	148811

Tableau 30 : décomposition des éléments constituant le modèle

- Conditions aux limites

Source de chaleur

Cas 1 : Flux surfacique
Comme nous cherchons à comparer le modèle numérique au modèle analytique, nous injectons la puissance sur le rayon intérieur de l'hélice.
P = 171.6 W que l'on a sur toute la ligne soit 135.6 mm. Notre géométrie n'est que sur 9 mm ce qui donne une puissance de 11.39 W. cette puissance est injectée sur la surface intérieure de l'hélice.

Cas 2 : Flux volumique
Le volume de l'hélice est donnée par le logiciel Ansys : V = 1.4322 mm^3
La puissance reste la même, ce qui nous donne P = 7.952799 W/ mm^3

- Température

Une température de 49.5°C est appliquée au niveau de la plaque de base. Cette température est mesurée par un thermocouple.

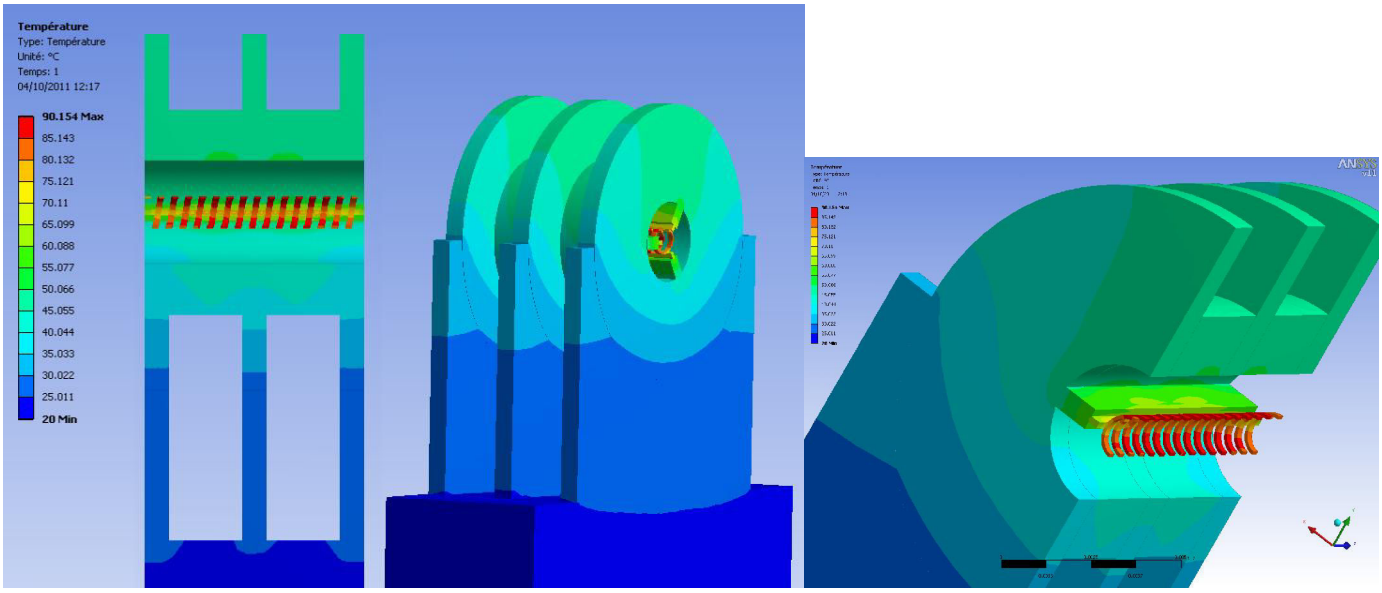


Figure IV-36 : Schéma de la simulation

Dans cette partie, nous faisons l'étude numérique afin de recaler les résultats avec les résultats expérimentaux. La Figure IV-36 nous montre une cartographie des résultats obtenus sous Ansys. Tout d'abord, nous cherchons à voir s'il y a une corrélation simple avec le modèle analytique, sachant que la géométrie n'est pas du tout la même tout comme les conditions aux limites.
Ensuite, nous chercherons à corréler les simulations avec les résultats expérimentaux. Dans un premier cas, nous ferons l'étude sans résistance de contact, puis nous appliquerons les résistances de contact disponibles dans la littérature, sachant qu'elles ne correspondent pas forcément à nos dispositifs. Ensuite nous essayerons de retrouver les valeurs mesurées en ajustant les résistances de contact.
Finalement, nous ferons un calcul avec une puissance de 220 W afin de voir la température d'hélice max. que l'on obtiendrait.

Cas	Expérimentale Emplacement 1		1	2	3	4	5
Hélice	estimée	mesurée	127	149.3	143	168	289.6
	123.6	117.5					
Entretoise haut	Ouverture		81.9	81.9	90.3	102	160.2
Jonction Ailette/montant	60.8		54.9	55	63.8	67.9	89.1
Semelle	49.6		49.7	49.7	49.6	49.7	50
T ambiante	36.4			25-36	25-36		
Rc hélice/montant (K.m²/W)				3.80E-06	1.00E-06		
Rc montant/fourreau (K.m²/W)				5.00E-06	2.00E-06		
Rc PB/ailette (K.m²/W)				1.00E-04	2.00E-04		

Tableau 31 : Comparaison des simulations numériques

Cas 1 : **comparaison au modèle analytique.**

Le modèle analytique étudie la température moyenne des surfaces alors que dans le modèle numérique nous prenons les températures extrêmes. Comme nous pouvons le voir dans la Figure IV-37, il y a de fort gradient dans les différents éléments. Nous pouvons avons donc de multiples valeurs.

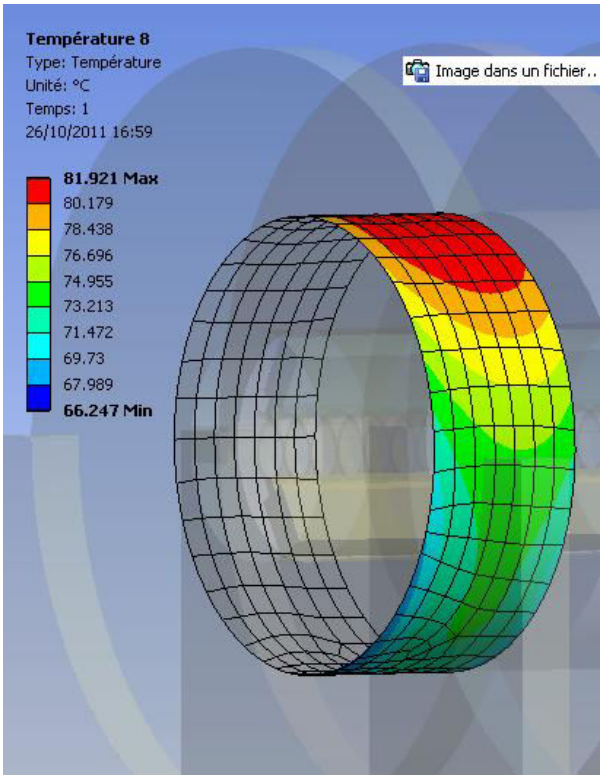


Figure IV-37 : Cartographie de la surface intérieure de l'hélice

Nous pouvons voir que la température de L'entretoise varie de 81.9°C sur la zone la plus chaude à environ 71°C.

La température d'hélice est de 127°C. Ce qui nous donne un delta T de 45.1°C ou 56°C.

La puissance est de 39W sur 9 mm, soit 1.265 W/mm.

Nous avons une impédance thermique allant de **36.65 à 44.27 K.mm/W**

Le modèle analytique, nous donne une impédance de 42.90 K.mm/W

Cas 2 et 3 : Flux volumique, avec résistance de contact, avec convection

Nous cherchons à retrouver les résistances de contact. Dans cette partie, nous remarquons une forte différence sur la température d'hélice. Nous attribuons cette différence à l'erreur du thermocouple compte tenus des remarques effectuées dans la partie 5.1.1.4.1

Cas 4 : Puissance volumique correspondant à 220W

Ce cas nous permet de voir la température qu'aurait eu le dispositif avec une puissance de 220 W. La configuration étudiée ne permettait pas de monter plus au en température sans dégrader de manière irréversible la connexion en platine.

Cas 5 : Puissance surfacique correspondant à 220W sans convection.

On dit que la puissance dissipée représente 20% de la puissance du tube. Ces 20% sont répartis de façon exponentielle le long de la ligne. On peut dire que 80% de ces pertes sont répartisses sur les 10 derniers mm de ligne. Ceci donne 32W sur 10mm, soit donc 3.2W/mm (sans la convection, car normalement le tube fonctionne sous vide).

Pour cette puissance, nous aurions une température max de l'ordre de 293.1°C, sachant que les conductivités thermiques sont prises constantes.

2.2 Modèle analytique

Cette configuration est identique au Tube n°2 avec des montants en nitrure de bore anisotrope (APBN). Le modèle analytique n'est pas écrit pour ce type de configuration mais une simulation numérique permet un recalage approximatif.

Nous rajoutons donc 20% à la valeur obtenue par le modèle analytique pour se rapprocher de la configuration anisotropie. Nous rajoutons ensuite les résistances de contact.

% en contact	Totale par contact	Totale par mm
100	188,64	34,5
80	192,35	35,1
20	212,21	41,4

Tableau 32 : Résistance thermique du tube n°3 en fonction du pourcentage de contact

Nous trouvons que l'impédance globale de la ligne est de **38.00 K.mm/W** avec un fourreau Inox/Fer (Avec une conductivité équivalente ($2/\lambda=1/\lambda_{inox} + 1/\lambda_{fer}$)) pour une surface de contact correspondante à un contact supposé à 80% car nous n'avons pas effectué de coupes métallographiques. La mesure par effet joule nous a montré que l'on avait une impédance de 9.07 K.mm/W entre l'ailette et la plaque de base, ce qui nous donne une impédance totale de **47.07 K.mm/W**. La mesure de RTC donne une valeur de 4.4E-6 m².K/W pour le contact hélice - montant et 1.3E-5 m².K/W pour le contact montant - Fourreau

RTC hélice - Montant à 23 MPa	
m².K/W	mm.K/W
3,10E-06	5,90
4,40E-06	**8,38**
5,70E-06	10,86

RTC Montant - Fourreau à 70 MPa	
m².K/W	mm.K/W
9,60E-06	6,39
1,37E-05	**9,12**
1,80E-05	11,98

Nous pouvons remarquer que le poids des RTC représente environ 50% de l'impédance globale. Dans cette configuration; nous remarquons que le poids du montant sur l'impédance globale est important. Dans ce cas, nous étudions les mêmes contacts que pour le tube n°2.

Nous trouvons une impédance d'environ **65 K.mm/W** avec les résistances thermiques mesurées mais celles-ci ne sont pas saturées et les courbes montrent qu'elles diminuent encore fortement dans certains cas.
La méthode expérimentale de chauffage par effet joule donne **54 K.mm/W.**
Nous constatons donc qu'une mesure satisfaisante des RTC a été réalisée et que nous avons à peu près la même pression dans la ligne.
La méthode de chauffage par onde hyperfréquence montre une certaine différence avec les autres méthodes. Nous avons trouvé **31 K.mm/W** alors que la même mesure par caméra thermique nous donne **49 K.mm/W**. Même en supposant des contacts parfaits le modèle analytique donne une impédance de **47 K.mm/W**.

Nous trouvons une bonne correspondance entre les différentes méthodes, ce qui permet de valider le modèle analytique et les mesures expérimentales. Cependant, nous trouvons une grande différence avec la méthode de chauffage par onde hyperfréquence. Cette partie nous permet de renforcer le fait que la méthode de chauffage par onde hyperfréquence est trop approximative en utilisant la température moyenne de l'hélice.
L'originalité de mettre un thermocouple sur l'hélice permet d'avoir une mesure directe de sa température. Le thermocouple a été torsadé ce qui peut interférer la mesure (Figure IV-38). Lors de la réalisation du VT, il n'était pas question d'effectuer des mesures précises de température pour les comparer avec des modèles. Donc les thermocouples ont été uniquement collés au stycas (Figure IV-39). Nous n'avons pas l'emplacement précis du thermocouple et connaissant le gradient qu'il existe dans le dispositif, une comparaison est donc difficile.

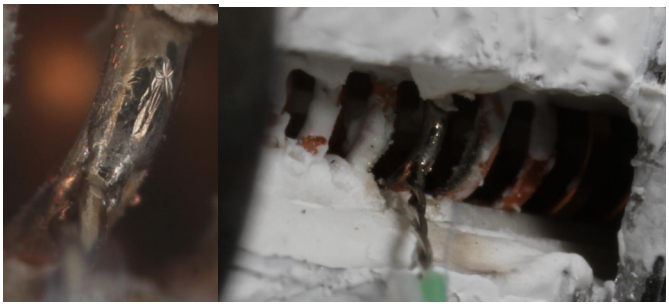


Figure IV-38 : Thermocouple sur l'hélice du 220W Ku

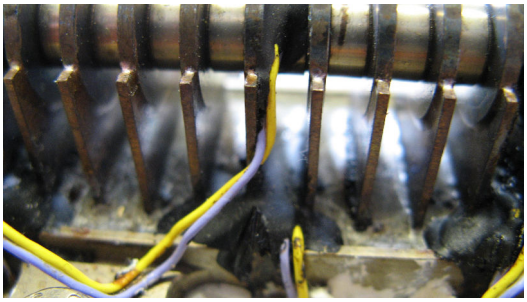


Figure IV-39 : Thermocouple sur le 220W Ku

IV.1.3.3.4 Tube n°4

Ce tube représente un tube de forte puissance. Cette étape a été la plus longue. En effet, nous avons effectué trois mesures différentes: la première a été effectuée sur un tube repris qui était disponible. La ligne a été frettée spécialement pour l'essai puis fixée sur une plaque de base déchet récupérée sur un ancien tube. Nous avons rencontré des problèmes d'injection de la puissance dans l'hélice. Les connexions n'étaient pas adaptées pour permettre le passage d'un fort courant. Nous avons donc élaboré une ligne de transmission entièrement en partant des plans au bureau d'étude jusqu'aux essais.
Une fois la ligne livrée, nous avons réalisé plusieurs essais. Pour finir, nous avons mis en place une dernière mesure ne prenant en considération que l'impédance entre l'hélice et un fourreau repris au niveau des entretoises.

1. Mesures expérimentales

1.1 Mesure par effet joule

Mesure 1 : Hélice non cuivrée

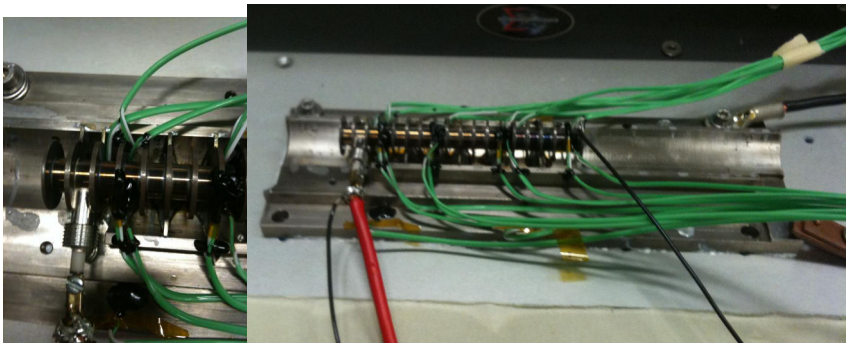


Figure IV-40 : Dispositif expérimental 1 du tube n°4

Dix-sept thermocouples sont disposés tout au long de la ligne à quatre emplacements différents afin d'obtenir le profil de températures entre les connecteurs d'entrées et de sorties. Chaque emplacement comprend quatre thermocouples (sauf le dernier, il y en a uniquement trois) :

- Ailette supérieure
- Entretoise Haut
- Entretoise bas
- Ailette bas

Deux autres thermocouples sont placés sur la plaque de base aux positions PB1 et PB2

La Figure IV-42 montre la première configuration de l'essai. L'hélice est reliée à la masse (fourreau) par un fil en platine. Dans ce cas, la puissance est limitée à 1W/mm. Ensuite, nous avons utilisé du cuivre relié à la plaque de base (Figure IV-41).

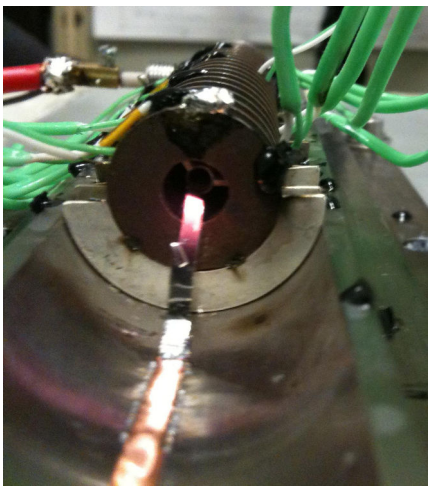


Figure IV-41 : Tube n°4 relié avec du cuivre

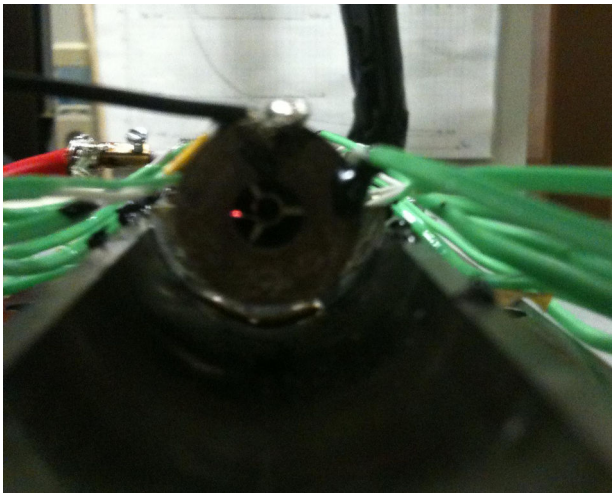


Figure IV-42 : Tube n°4 relié avec un fil de platine

Avec le cuivre comme connexion nous arrivons à faire passer 3W/mm ce qui fait 234W. Nous allons exploiter les résultats jusqu'à cette puissance.

Calibration :

Pour cette mesure, nous avons besoin de la variation de la résistance électrique en fonction de la température. Pour ce faire, nous utilisons une plaque chauffante reliée à une bouteille de CO2 pour la refroidir. Nous faisons varier la température de 25°C à 110°C, mais nous n'arrivons pas à retrouver le coefficient théorique du tungstène qui est de 4.5E-3/°C

(nous trouvons 1.6E-2/°C). Les nombreuses mesures ne nous ont pas permis de retrouver la valeur théorique. L'autre solution est de positionner un thermocouple directement sur l'hélice afin d'avoir une mesure directe.

Résultats

Dans ces configurations, nous avons un refroidissement qui n'est pas uniforme. Nous avons la surface supérieure qui est soumise à la convection et l'autre coté qui est relié à une plaque froide. Nous pouvons donc déduire deux valeurs différentes. Nous n'avions pas assez de thermocouple sur les autres VT pour regarder ce point.

A partir de ces mesures, l'impédance thermique pour une puissance de 3 W/mm est de 71 K.mm/W pour le chemin bas et de 37,5 K.mm/W pour le chemin haut . Ces valeurs sont déterminées avec une température d'hélice prédite simplement par le coefficient de variation de la résistance en fonction de la température.

Emplacement	Chemin bas (K.mm/W)	Chemin (haut K.mm/W)
Hélice à l'entretoise	38	34
Entretoise à l'ailette bas	30	3.5
Ailette à la plaque de B	3.8	
Total	70.8	37.5

Tableau 33 : Résultats expérimentaux par chauffage DC pour le tube n°4

Nous remarquons une certaine homogénéité au niveau de l'entretoise avec **38 K.mm/W** pour le chemin bas et **34 K.mm/W** pour le haut comme le montre le Tableau 33. Nous comparons ces valeurs avec le modèle analytique.

Avant d'ajouter un thermocouple sur l'hélice, il faut ouvrir le fourreau à la fraiseuse. Nous ajoutons un thermocouple qui est fixé au laser. Ceci nous permettra théoriquement d'enlever l'incertitude sur la calibration et d'avoir une mesure plus précise.
A partir de ces courbes, l'impédance thermique pour une puissance de 1.35 W/mm est de 104.03 K.mm/W pour le chemin bas et de 70.96 K.mm/W pour le chemin haut.

Emplacement	Chemin bas (K.mm/W)	Chemin (haut K.mm/W)
Hélice à l'entretoise	65.76	66.30
Entretoise à l'ailette bas	35.34	4.66
Ailette à la plaque de B	2.93	
Total	104.03	70.96

Tableau 34 : Résultats par chauffage DC avec thermocouple sur hélice pour le tube n°4

Nous remarquons une homogénéité au niveau de l'entretoise avec **66 K.mm/W** pour le chemin bas et **66 K.mm/W** pour le haut. Nous comparons ces valeurs avec le modèle analytique.

Nous proposons de vérifier si l'on retrouve bien le coefficient de variation de la résistance électrique en fonction de la température.

R (Ohm)	T hélice (°C)	α (1/°C)
0,088	23,9	
0,090	27,9	4,14E-03
0,091	34,8	3,39E-03
0,095	49,5	3,21E-03
0,098	58,0	3,37E-03
0,100	62,9	3,44E-03
0,106	82,0	3,42E-03
0,120	126,0	3,54E-03
0,132	165,0	3,49E-03

Tableau 35 : Vérification de la variation de la conductivité électrique en fonction de T

Les valeurs du coefficient de variation de la résistance en fonction de la température sont dans l'ordre de grandeur contrairement aux calibrations effectuée dans les parties précédentes.

2.1 Simulation numérique

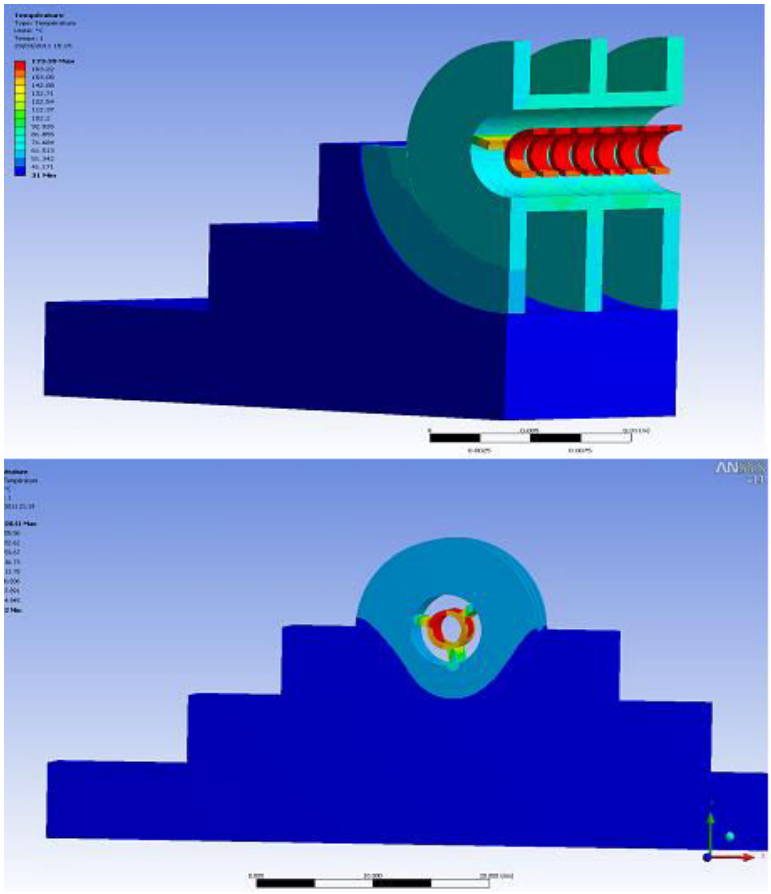


Figure IV-43 : Simulation numérique du tube n°4

Une puissance volumique de 0.294 W/m^3 a été introduite dans l'hélice. Une température de plaque de base de 31°C est imposée. La Figure IV-43 montre le type de résultats obtenu sous Ansys.

Recalage des mesures avec les RTC

Des sondes thermiques sont introduites dans le modèle numérique correspondant aux emplacements des thermocouples. Nous cherchons à faire correspondre les températures mesurées avec les températures simulées en agissant sur les résistances de contacts.

	Température		
	Expérimentales	Simulation	
		Sans Rc	Avec Rc ajustée
Ailette haut	75,9	45	74,8
Entretoise haut	82,2	45,6	75,8
Hélice haut	171,4	101	170,6
Hélice bas		89,8	162,8
Entretoise bas	82,9	53,7	82,4
Ailette bas	35,4	33,9	33,3
Semelle	31	31	31

Tableau 36 : Recalage des mesures avec les RTC

Les résistances de contacts trouvées permettant un recalage du modèle sont :

- Entre hélice et le montant : 9.10^{e}-6 K.m²/W
- Entre le montant et le fourreau : 5.10^{e}-5 K.m²/W
- Entre les masses polaires et les ailettes : Parfaites
- Entre les ailettes et la semelle : 5.10^{e}-4 K.m²/W

Dans un premier temps nous avons été surpris par les grandes valeurs des résistances de contacts mais quelques explications permettent une meilleure compréhension.
En effet, dans le modèle l'interface entre les masses polaires et les ailettes sont supposées parfaites alors que dans la réalité nous avons une grande résistance thermique de contact car les ailettes n'ont été rajoutées que par la suite. Nous n'avons que deux points de soudures pour fixer l'ailette sur la masse polaire. Ceci explique, le fait de trouver une forte résistance de contact entre les ailettes et la semelle.
De plus des coupes métallographiques montrent des montants cassés et qu'il n'y a pas de contact hélice montant par endroit.

2.2 Méthode analytique

Cette configuration est identique aux deux précédentes (tube n°2 et n°3) mis à part que nous n'avons pas les mêmes dimensions.

% en contact	Totale par contact	Totale par mm
100	64,14	35,98
50	78,30	38,44
10	130,65	66,38

Tableau 37 : Résultats analytiques pour le tube n°4

Nous trouvons que l'impédance globale de la ligne est de **38.44 K.mm/W** avec un fourreau en inox pour une surface de contact correspondant à un contact de 50% (cf aux coupes métallographiques de la première mesure). Pour la seconde mesure, nous avons ajouté du cuivre sur les hélices pour atteindre un contact près de 100%. Nous avons donc une

impédance de **35.98 K.mm/W**. Nous pouvons donc supposer que l'ajout de cuivre a diminué l'impédance d'environ 20%.
La mesure de RTC donne une valeur de 4.4E-6 m².K/W pour le contact hélice - montant et 1.3E-5 m².K/W pour le contact montant - Fourreau

Pour un contact sur 50% de la surface du montant avec l'hélice et 80% de sa surface en contact avec le fourreau, on aura :

RTC à 23 MPa	
m².K/W	mm.K/W
3,10E-06	3,44
4,40E-06	**4,89**
5,70E-06	6,33

RTC à 70 MPa	
m².K/W	mm.K/W
9,60E-06	6.67
1,37E-05	**9.51**
1,80E-05	12.5

Pour un contact sur 100% de la surface du montant avec l'hélice et 100% de sa surface en contact avec le fourreau, on aura :

RTC à 23 MPa	
m².K/W	mm.K/W
3,10E-06	1,72
4,40E-06	**2,44**
5,70E-06	3,17

RTC à 70 MPa	
m².K/W	mm.K/W
9,60E-06	5,33
1,37E-05	**7,61**
1,80E-05	10,00

Nous pouvons remarquer que le poids des RTC représente environ 23% de l'impédance globale pour une surface de contact parfaite (à 100%) et environ 33% pour 50% de la surface en contact. Dans cette configuration; nous remarquons que le poids du montant sur l'impédance globale est moins important que pour des dimensions plus petites. La RTC entre le montant et le fourreau est trois fois plus grande qu'entre l'hélice et le montant.

Nous trouvons une impédance d'environ **53 K.mm/W** avec les résistances thermiques mesurées mais celles-ci ne sont pas saturées et les courbes montrent qu'elles diminuent encore fortement dans certains cas.
La méthode expérimentale de chauffage par effet joule donne **66 K.mm/W.**

Conclusion

Dans cette partie, nous avons repris des éléments d'une ligne de transmission que nous avons assemblée pour avoir un VT. L'hélice n'est pas cuivrée ce qui dégrade la RTC hélice/montant. Nous arrivons à le voir clairement dans cette étude. En effet, la RTC déterminée expérimentalement est meilleure que celle déterminé numériquement. Cette mesure nous apporte beaucoup de renseignements sur l'impédance de cette ligne. Nous effectuons la même étude, mais avec une hélice cuivrée.

1. Mesures expérimentales

1.1 Mesure 2 : Étude complète du tube n°4

Dans ce travail, il est décidé de déterminer la résistance thermique de la ligne de transmission. Nous allons procéder en plusieurs étapes. Tout d'abord, il faut définir le véhicule test, ligne, connecteurs… Une fois les plans réalisés au bureau d'étude, la fabrication

peu être lancé. Sachant que l'on injecte un fort courant pour chauffer l'hélice, il faut un dispositif supportant cette contrainte. Dans un premier temps, la température de l'hélice ne peut pas être mesurée directement, nous allons donc mesurer la résistance électrique de l'hélice en fonction de la température. Cette étape nous permettra d'avoir la température moyenne de l'hélice durant l'essai sous vide. La mesure sera réalisée dans différentes conditions :

- Air environnant, refroidissement sous eau à 20°C (Deux mesures)
- Air environnant, refroidissement sur bâti à 20°C (une mesure)
- Vide environnant, plaque à 20°C (une mesure)
- Vide environnant, plaque à 80°C (Une mesure)
- Air environnant, refroidissement sous eau à 20°C
- Air environnant, refroidissement sous eau à 20°C (avec inversion du VT sur la plaque)
- Air environnant, refroidissement sous eau à 20°C (Vide dans la ligne puis ouverture)
- Air environnant, refroidissement sous eau à 20°C (Air à l'intérieur de la ligne)
- Air environnant, refroidissement sous eau à 20°C, avec thermocouple sur hélice

Dispositif

Le développement du dispositif expérimental et l'exploitation des résultats ont été effectués en interne au sein de TED. Pour réaliser ce véhicule test, il a été nécessaire de dimensionner les connexions afin de voir s'ils résistent aux forts courants. Après le dimensionnement, nous devons dessiner les pièces au bureau d'études avant leurs commandes.

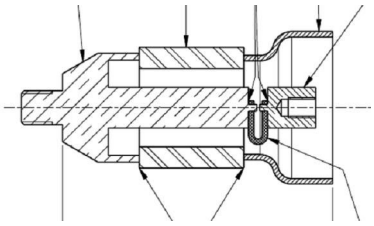


Figure IV-44 : Connecteur

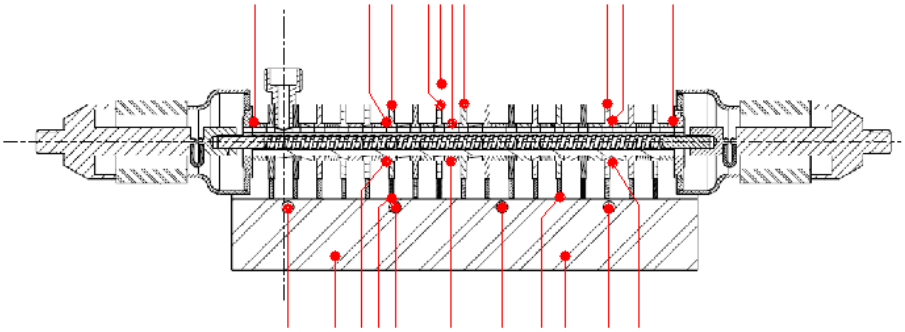


Figure IV-45 : Schéma du VT avec l'emplacement des thermocouples

Le véhicule test représente la ligne de transmission du tube n°4. Ce système ne contient ni le canon, ni le collecteur et ses extrémités sont fermées afin de maintenir le vide. Toutes les parties du dispositif (hélice, montant, fourreau) et le processus d'assemblage sont identiques au tube. Le dispositif est soudé sur une plaque de base en aluminium nickelé. La Figure IV-45 montre le VT ainsi que l'emplacement des thermocouples. Nous avons positionné précisément les thermocouples afin une cartographie thermique complète. L'entretoise est instrumentée dans son centre et la masse polaire est instrumentée au niveau de la jonction avec l'entretoise et à ses extrémités.

Nous avons effectué plusieurs essais :

A l'air :

Nous avons utilisé une plaque à refroidissement à l'eau. Le VT est visé mais tous les trous ne correspondent pas à la plaque car nous les avons réalisés en fonction de l'étuve.

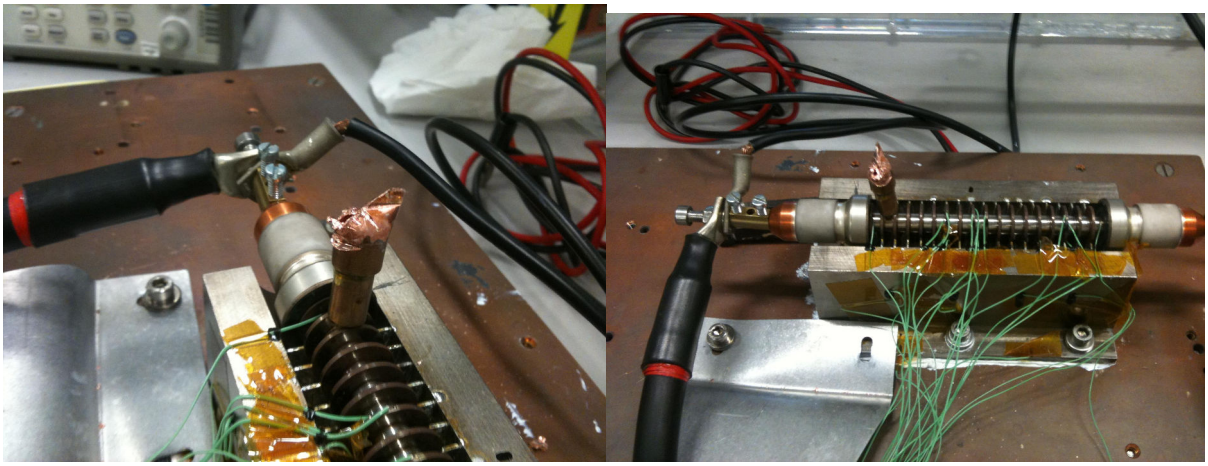


Figure IV-46 : Photo du Tube n°4 pour une mesure à l'air

<u>Sous vide</u> :

Nous n'avons pas le même refroidissement que pour la mesure à l'air. En effet, le liquide de refroidissement n'est pas de l'eau mais plus efficace. Cette mesure a nécessité beaucoup de temps, en effet les étuves sont utilisées par la production pour vérifier le bon fonctionnement du tube. La disponibilité de celle-ci est très difficile. De plus, il faut des passages étanches pour les thermocouples et pour introduire la puissance. La Figure IV-47 montre les différentes pièces.

Pour injecter la puissance, des câbles en cuivre de 10mm² sont dénudés et isolés avec des perles en alumine.



Figure IV-47 : Dispositif du Tube n°4 pour une mesure sous vide

Calibration



Figure IV-48 : Photo du pompage

Cette étape a été très délicate. La ligne est montée dans une cloche afin d'effectuer le vide. Une mesure 4 points de la résistance électrique est effectuée afin d'avoir la courbe de calibration. Des cycles d'étuvages sont déclenchés. Nous avons mis en place le dispositif relié directement à une acquisition Agilent qui permet une mesure précise toutes les secondes. Nous avons effectué plusieurs cycle d'étuvage car nous rencontrions des problèmes. Ensuite nous avons choisi un cycle d'étuvage (CE10) avec trois paliers :

- 1er palier à 100°C pendant 1h
- 2éme à 280°C pendant 1h
- 3éme à 500°C pendant
- Refroidissement naturel (Cloche retirée à 300°C)

Nous avons pu remarquer qu'à chaque action mécanique, nous avons des interférences sur la mesure de résistance électrique. Suite à cela nous avons choisi un cycle avec un seul palier à 500°C (CE17). Nous remarquons un problème lors du chauffage et au moment où l'on retire la cloche.

La conclusion est que l'on a un problème de compatibilité électromagnétique (CEM) qui vient perturber la mesure. Pour avoir une mesure correcte, il ne faut pas d'action mécanique. Donc **l'identification doit se faire lors du refroidissement sans lever la cloche**. Sur les deux mesures effectuées, nous avons une portion de courbe exploitable.

Nous savons que la variation de la résistance électrique en fonction de la température est linéaire. Donc nous pouvons avoir un résultat avec les deux points extrêmes, c'est à dire à la température ambiante et à la température max. A 493°C (température max.), la température est stable pendant environ 20h et nous avons une mesure stable de la résistance.
A partir de ces deux points, nous obtenons un α de 3.1^{e}-3/°C. La valeur théorique est de 3.7^{e}-3/°C pour le cuivre et de 4.5^{e}-3 pour le tungstène.

Une autre zone peut être exploitée afin de confirmer cette valeur. C'est le début du refroidissement. Cette zone exploitable va de 481,6°C à 314,1, à ce moment la cloche est retirée ce qui provoque cette perturbation. Nous avons toujours en moyenne un α de 3.1^{e}-3/°C.

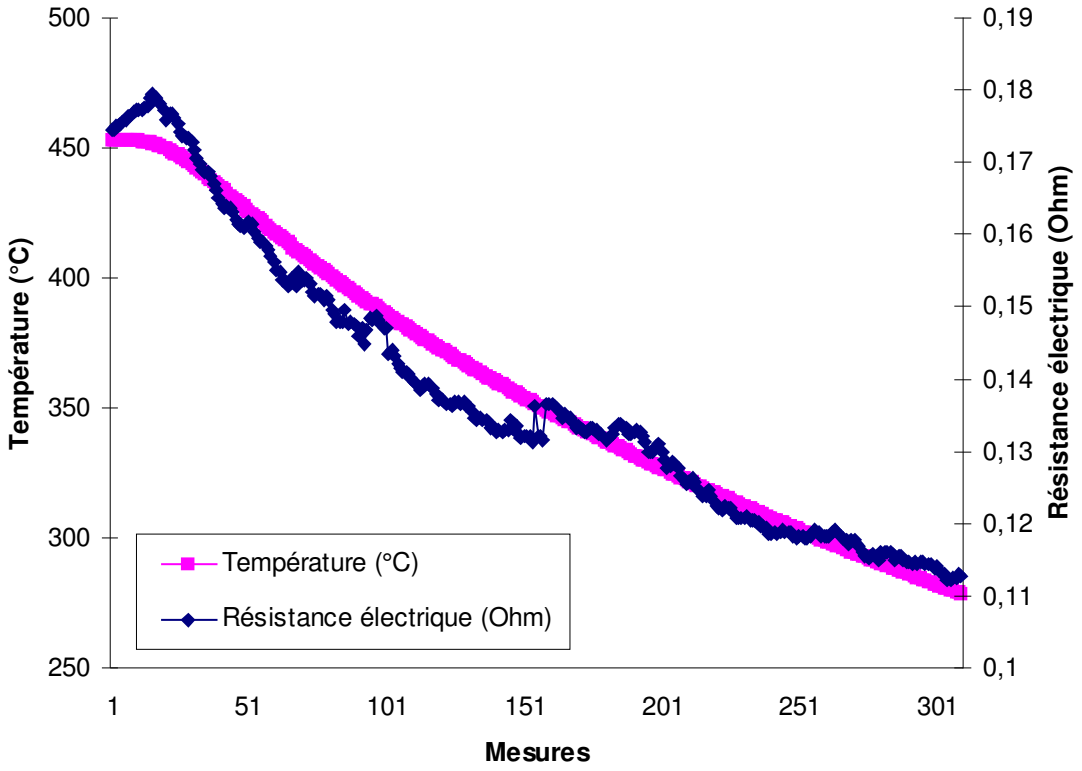


Figure IV-49 : Variation de la résistance électrique en fonction de la température

La résistance électrique diminue, lorsque la température diminue. D'après la Figure IV-49, nous pouvons trouver un α d'environ 3.1/°C ce qui confirme la mesure effectuée lors du premier cycle d'étuvage.

Résultat

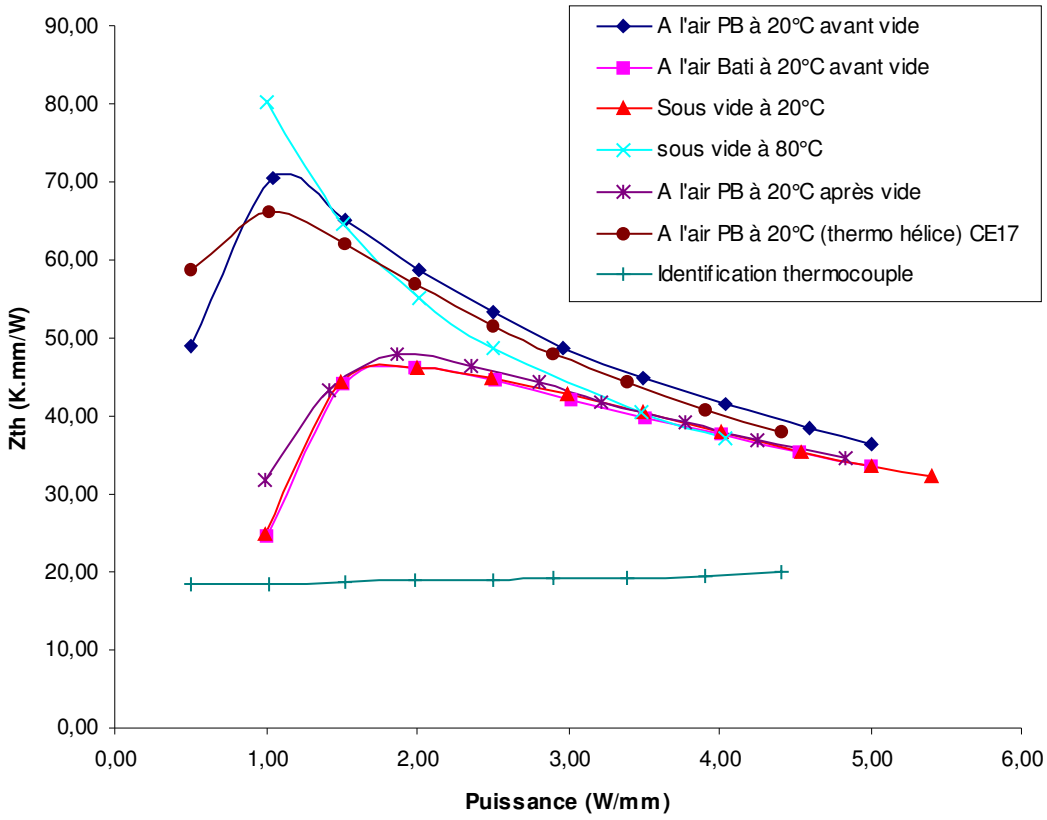


Figure IV-50 : Impédance thermique en fonction de la température d'hélice

La Figure IV-50 nous montre les différents résultats obtenus, nous pouvons tirer plusieurs conclusions de ces études :

- Bonne répétabilité de la mesure, et homogénéité au niveau de l'entretoise. Nous avons réalisé deux fois la mesure à l'air.
- Le moyen de refroidissement peut modifier l'impédance thermique. Cela est plus visible à faible puissance.
- La présence de convection naturelle autour du VT ne modifie pas Zth. L'utilisation d'un bâti peut être évitée sachant la difficulté de disponibilité.
- La température environnante de 80°C modifie la Zth pour les faibles puissances jusqu'à environ 3,5W/mm. Ensuite nous avons les mêmes valeurs pour 20°C et 80°C.
- Une mesure après vide à l'air nous donne la même chose que sous vide. Dans ce cas, la différence ne provient pas de l'efficacité du refroidissement.
- L'utilisation d'un thermocouple produit des résultats éloignés des autres mesures. Mais nous avons une bonne répétabilité de la mesure. Ceci peut être expliqué par une forte convection au niveau de la soudure du thermocouple au niveau de l'hélice. En effet, pour ce tube nous avons été contraints d'effectuer une grande ouverture pour fixer le thermocouple.
- Lorsqu'on exploite les mesures avec la courbe de calibration et non avec la température mesurée par le thermocouple, on retrouve les valeurs de la première mesure effectuée à l'air.
- L'ouverture de la ligne de transmission modifie la résistance électrique. Et comme pour l'étude du tube n°1, nous constatons une augmentation d'environ 10% de

l'impédance lors de l'ouverture. En effet, nous utilisons la variation de la conductivité électrique pour déterminer l'impédance.

2. Méthode analytique

Nous rappelons que cette configuration utilise une hélice en tungstène, des montants en APBN et un fourreau Inox/Fer. Elle est identique aux deux précédentes (tube n°2 et n°3) à part que nous n'avons pas les mêmes dimensions. Le VT2 diffère légèrement du VT1.

	VT1	VT2
R1	1,294	1,3
R2	1,694	1,65
R3	3,05	3,05
R4	4	3,99
pas	1,616	1,83

Tableau 38 : Dimensions pour les VTs des tubes n°4

% en contact	Totale par contact	Totale par spire	Totale par mm
100	58.70	19.57	31.62

Tableau 39 : Résultat analytique pour le tube n°4

Comparaison

Nous trouvons que l'impédance globale de la ligne est de **31.62 K.mm/W** avec un fourreau en inox pour une surface de contact correspondant à un contact de 100% (cf aux coupes métallographiques). La mesure de RTC donne une valeur de 4.4E-6 m².K/W pour le contact hélice - montant et 1.3E-5 m².K/W pour le contact montant - Fourreau
Pour un contact sur 100% de la surface on aura :

RTC à 23 MPa entre hélice - montant	
m².K/W	mm.K/W
3,10E-06	1,72
4,40E-06	**2,44**
5,70E-06	3,17

RTC à 70 MPa entre montant- fourreau	
m².K/W	mm.K/W
9,60E-06	3,53
1,37E-05	**5,04**
1,80E-05	6,62

Nous pouvons remarquer que le poids des RTC représente environ 23% de l'impédance globale pour une surface de contact parfaite. Dans cette configuration; nous pouvons identifier que le poids du montant sur l'impédance globale est moins important que pour des dimensions plus petites. La RTC entre le montant et le fourreau est deux fois plus grande qu'entre l'hélice et le montant. Nous remarquons qu'on a diminué la RTC entre le montant et le fourreau pour le VT2 par rapport au VT1. On a augmenté la largeur de contact et le pas.

Nous trouvons une impédance d'environ **39 K.mm/W** avec les résistances thermiques mesurées.
La méthode expérimentale de chauffage par effet joule donne plusieurs résultats.

Puissance (W/mm)		3	5
Température d'hélice	CE17	250	350
	thermocouple	160	260

Impédance K.mm/W	thermocouple	19,3	20
	sous vide	42,7	34,6
	Avant vide	48,8	36,5

Tableau 40 : Résultats expérimentaux pour le tube n°4

Nous remarquons une incohérence avec la méthode utilisant un thermocouple sur l'hélice.

Conclusion

Cette configuration nous a permis de tirées plusieurs conclusions. Une mesure à l'air peut être effectuée permettant un gain de temps. En effet, le pompage d'un tube nécessite beaucoup d'effort. L'utilisation d'un bâti sous vide est également difficile.

Nous pouvons déduire deux impédances distinctes car nous n'avons pas la même condition aux limites sur tout le fourreau. Afin de retirer une inconnue supplémentaire qui est la RTC entre l'ailette et la semelle et entre la semelle et la PB. Nous devons imposer une condition uniforme sur la surface extérieure.

Cette partie, nous permet de voir l'influence de l'environnement de l'essai. Nous pouvons conclure qu'une mesure sous vide modifie légèrement l'impédance thermique. Nous pouvons donc effectuer la mesure à l'air. De plus, ces mesures nous permettent de voir la fiabilité du modèle analytique et les bonnes mesures des RTC pour un tube de plus grandes dimensions.

<table>
<tr><td colspan="3"></td><td colspan="11">Méthode d'identification</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Tube</td><td rowspan="2">paramètre</td><td rowspan="2">données</td><td colspan="2">Effet joule</td><td rowspan="2">Rayonnement</td><td rowspan="2">Hyperfréquence</td><td colspan="5" rowspan="2">Analytique</td><td rowspan="2">Simulation Numérique (SN)</td><td rowspan="2">Remarques</td></tr>
<tr><td>Calibration</td><td>Thermocouple</td></tr>
<tr><td rowspan="8">n° 1</td><td>L hélice</td><td>0,35</td><td rowspan="6">27,5</td><td rowspan="6"></td><td rowspan="6">31,2</td><td rowspan="6"></td><td>Contact parfait</td><td>bon</td><td>mauvais</td><td>Rc (m².K/W)</td><td rowspan="6"></td><td>Zth (K.mm/W)</td></tr>
<tr><td>Ep hélice</td><td>0,1</td><td colspan="3">sans RTC</td><td>Rc h/m</td><td>30 +/- 3</td></tr>
<tr><td>diamètre i</td><td>0,41</td><td>19,9</td><td>21,59</td><td>29,31</td><td>5,00E-06</td><td rowspan="5">Grâce à cette partie, nous pouvons estimer une RTC pour cette configuration.</td></tr>
<tr><td>h montant</td><td>0,8</td></tr>
<tr><td>Diamètre in f</td><td>1,35</td><td>RTC -30%</td><td>RTC</td><td>RTC +30%</td><td>Rc m/f</td></tr>
<tr><td>ep fourreau</td><td>1,25</td><td rowspan="2">38,06</td><td rowspan="2">45,12</td><td rowspan="2">52,26</td><td rowspan="2">1,37E-05</td></tr>
<tr><td>Pas</td><td>0,75</td></tr>
<tr><td>Remarques</td><td colspan="3">Refroidissement au CO2, Fils fabriqué de 6 mm², Essai à l'air</td><td>Ligne sans ailette, fourreau repris au niveau des entretoises</td><td></td><td colspan="5">La mesure de RTC entre du MolaO cuivrée et du BeO montre que nous n'a pas saturé et quelle continue de diminuer. Avec cette partie d'étude, nous pouvons dire qu'on a une RTC de l'ordre 1E-6 m².K/W</td></tr>
<tr><td rowspan="8">n° 2</td><td>L hélice</td><td>0,2</td><td rowspan="6">66,3</td><td rowspan="6"></td><td rowspan="6">56,8 +/- 5,1</td><td rowspan="6">32</td><td>Contact parfait</td><td>bon</td><td>mauvais</td><td>Rc (m².K/W)</td><td rowspan="6"></td><td>Zth (K.mm/W)</td></tr>
<tr><td>Ep hélice</td><td>0,07</td><td colspan="3">sans RTC</td><td>Rc h/m</td><td>60 +/- 5</td></tr>
<tr><td>diamètre i</td><td>0,399</td><td>33,11</td><td>38,8</td><td>48,62</td><td>4,40E-06</td><td rowspan="5">Nous avons gardé la même ligne pour les deux essais. Nous constatons une incohérence avec la mesure RF mais une bonne correspondance entre les autres mesures</td></tr>
<tr><td>h montant</td><td>1,041</td></tr>
<tr><td>Diamètre in f</td><td>1,51</td><td>RTC -30%</td><td>RTC</td><td>RTC +30%</td><td>Rc m/f</td></tr>
<tr><td>ep fourreau</td><td>1,23</td><td rowspan="2">53,81</td><td rowspan="2">60,16</td><td rowspan="2">66,63</td><td rowspan="2">1,37E-05</td></tr>
<tr><td>Pas</td><td>0,414</td></tr>
<tr><td>Remarques</td><td colspan="3">Essai réalisé à l'air uniquement avec de la convection naturelle, très faible puissance. Fils de platine soudé au laser sur l'hélice pour effectuer la liaison avec l'alim à l'aide de domino.</td><td>Ligne sans ailette, fourreau repris au niveau des entretoises</td><td>Essai de transmission réalisé hors de la thèse</td><td colspan="5">Dans ce cas, nous avons une bonne correspondance ce qui signifie que les RTC sont bien estimées mais comme pour le contact MolaO/BeO la RTC n'est pas saturée. D'après ces résultats, nous pouvons donc en déduire que l'on n'a pas une forte pression au niveau des interfaces limités pas l'APBN.</td></tr>
</table>

<table>
<tr><td rowspan="8">n° 3</td><td>L hélice</td><td>0,2</td><td rowspan="6"></td><td rowspan="6">53,6 +/- 6,8</td><td rowspan="6"></td><td>Modèle</td><td>Contact parfait</td><td>bon</td><td>mauvais</td><td>Rc (m².K/W)</td><td>Workbench</td><td>Zth (K.mm/W)</td></tr>
<tr><td>Ep hélice</td><td>0,1</td><td rowspan="2">31</td><td colspan="3">sans RTC</td><td>Rc h/m</td><td>Rc h/m</td><td>54 +/- 7</td></tr>
<tr><td>diamètre i</td><td>0,541</td><td rowspan="3">36,66</td><td rowspan="3">37,38</td><td rowspan="3">41,24</td><td rowspan="3">4,40E-06</td><td>1,00E-06</td><td rowspan="7">La SN nous permet d'identifier des RTC mais cette configuration avec une PB nous rajoute une inconnue non négligeable.</td></tr>
<tr><td>h montant</td><td>1,423</td><td rowspan="2">Caméra thermique</td><td>Rc m/f</td></tr>
<tr><td>Diamètre in f</td><td>2,064</td><td>RTC -30%</td><td>RTC</td><td>RTC +30%</td><td>Rc m/f</td><td>2,00E-06</td></tr>
<tr><td>ep fourreau</td><td>2,0</td><td rowspan="2">48,7</td><td rowspan="2">59,36</td><td rowspan="2">64,57</td><td rowspan="2">69,91</td><td rowspan="2">1,37E-05</td><td>Rc Pb/ailette</td></tr>
<tr><td>Pas</td><td>0,583</td><td>2,00E-04</td></tr>
<tr><td>Remarques</td><td colspan="3">Reprise d'un essai de transmission effectué en 2007.</td><td colspan="2">Essai de transmission refait. Nous remarquons un problème avec le modèle d'identification réalisé à TED.</td><td colspan="4">Contrairement à l'étude du TH4816, dans ce cas nous surestimons la RTC.</td><td>D'après les mesures de RTC effectuées, nous avons sur-estimé la RTC m/f et sous-estimé celle Pb/ailette dans le modèle numérique</td></tr>
<tr><td rowspan="8">n°4 Mesure 1</td><td>L hélice</td><td>1</td><td rowspan="6">38</td><td rowspan="6">66</td><td rowspan="6"></td><td rowspan="6"></td><td>Contact parfait</td><td>bon</td><td>mauvais</td><td>Rc (m².K/W)</td><td>Workbench</td><td>Zth (K.mm/W)</td></tr>
<tr><td>Ep hélice</td><td>0,4</td><td colspan="3">sans RTC</td><td>Rc h/m</td><td>Rc h/m</td><td>54 +/- 7</td></tr>
<tr><td>diamètre i</td><td>1,294</td><td rowspan="3">36,93</td><td rowspan="3">39,68</td><td rowspan="3">68,34</td><td rowspan="3">4,40E-06</td><td>9,00E-06</td><td rowspan="7">Cette étude nous ne permet pas de statuer sur la bonne valeur nous avons beaucoup d'interrogation. Pour cela nous réalisons un autre essai mieux défini.</td></tr>
<tr><td>h montant</td><td>0,8</td><td>Rc m/f</td></tr>
<tr><td>Diamètre in f</td><td>3,05</td><td>RTC -30%</td><td>RTC</td><td>RTC +30%</td><td>Rc m/f</td><td>5,00E-05</td></tr>
<tr><td>ep fourreau</td><td>0,95</td><td rowspan="2">52,8</td><td rowspan="2">58,8</td><td rowspan="2">65,02</td><td rowspan="2">1,37E-05</td><td>Rc Pb/ailette</td></tr>
<tr><td>Pas</td><td>1,616</td><td>5,00E-04</td></tr>
<tr><td>Remarques</td><td colspan="5">Ligne frettée avec des éléments récupérés. Nous n'avons pas réussi à obtenir une courbe de calibration satisfaisante, nous avons donc utilisé une courbe théorique avec laquelle nous obtenons 38K.mm/W. En mettant un thermocouple sur l'hélice nous obtenons 66K.mm/W. Mauvaise connexion,</td><td colspan="4">D'après le modèle numérique nous supposerons que la bonne valeur est obtenue avec le thermocouple sur l'hélice. Dans ce cas nous avons que 50% de la surface en contact,</td><td>La SN nous permet d'identifier des RTC mais qui ne sont pas précises.</td></tr>
</table>

n°4 Mesure 2	L hélice	1	P = 3 W/mm	P = 3 W/mm			Contact parfait	bon	mauvais	Rc (m².K/W)		**Zth (K.mm/W)**
	Ep hélice	0,35	Avant vide	**19,25**			sans RTC			Rc h/m		**40 +/- 7**
	diamètre i	1,3	**48,7**				28,85	31,6	60,26	4,40E-06		Les modifications apportées au VT permettent de diminuer l'impédance thermique.
	h montant	0,8	sous vide									
	Diamètre in f	3,05	**42,7**				RTC -30%	RTC	RTC +30%	Rc m/f		
	ep fourreau	0,94	P = 5 W/mm	P = 5 W/mm			36,85	**39,08**	41,39	1,37E-05		
	Pas	1,83	Avant vide	**20**			Contrairement au VT1, nous trouvons des bonnes mesures avec les valeurs d'hélice tirées de la calibration mais dans ce cas la calibration est beaucoup plus précise. Nous constatons une forte incohérence avec le thermocouple sur l'hélice. En effet la mesure trouvée est inférieure à la meilleure impédance possible.					
			36,5									
			sous vide									
			34,6									
	Remarques	Ligne entièrement définie et fabriquée. Plusieurs essais dans différentes conditions. Nous rencontrons un problème avec la mesure utilisant un thermocouple sur l'hélice.										

IV.1.4 Conclusion

Nous avons pu voir dans cette partie toute la difficulté de déterminer l'impédance thermique d'une ligne de transmission. Les expériences à mettre en place sont très lourdes. Nous avons investigué les différentes solutions afin de valider le modèle analytique et d'évaluer quelle expérience peut être la plus pratique et la plus fiable.
Il nous permet une comparaison malgré la différence des conditions aux limites.

D'après ces résultats, nous pouvons conclure que la mesure par rayonnement est fiable et la plus simple à mettre en place. En effet, malgré les hypothèses effectuées les résultats sont acceptables. Pour cette mesure, il suffit de récupérer une ligne et d'effectuer quelques opérations, (i) ré usiner les MP au niveau des entretoises, (ii) percer le fourreau pour mettre le thermocouple et (iii) souder les thermocouples au laser.
La mesure par effet joule peut également être simplifiée en utilisant la même configuration que pour le chauffage par rayonnement mais il faut toujours adapter les câbles entre l'hélice et l'alimentation qui peut être difficile lorsqu'on utilise des fortes puissances.
La contrainte majeure est l'utilisation d'un refroidisseur. En effet, en utilisant que la convection naturelle pour refroidir le dispositif, nous ne pouvons pas monter en puissance. Il faut donc avoir un refroidisseur efficace.
L'utilisation d'une caméra thermique permet d'obtenir des résultats corrects avec un bon étalonnage préliminaire.

Il est à noter que vu le gradient qu'il peut exister sur les différentes pièces, il est très important de bien localiser l'emplacement du thermocouple. Lorsqu'on englobe avec du stycas, il faut bien vérifier que le thermocouple est bien en contact avec la surface. Nous avons donc soudé au laser tous nos thermocouples.

Pour conclure, nous constatons un bon accord du modèle analytique et nous voyons toute l'importance d'une bonne mesure de RTC. Les mesures de RTC sont correctes. Nous avons toujours négligé la RTC entre le montant et le fourreau mais ce travail nous montre quelle n'est pas du tout négligeable dans certaines configurations, elle peut même être plus importante que la RTC entre l'hélice et le montant comme nous pouvons le voir sur le Tableau 41. Nous avons pu voir dans cette partie, la possibilité de retrouver les RTC par corrélation entre expérience et simulation. Mais cette corrélation reste difficile à effectuer.

Nous pouvons conclure que la RTC est d'environ **1.3E-5 m².K/W** entre le fourreau et le montant peu importe la configuration. La RTC est de **2E-6 m².K/W** entre du BeO et du MolaO cuivré et de **3E-6 m².K/W** entre de APBN et du W. La variation en fonction de la pression n'est pas très importante car nous supposons que la RTC est toujours saturée pour les géométries frettées.

En résumé :
Le modèle analytique utilisant l'équation de la chaleur montre une fiabilité assez remarquable si les données géométriques des contacts sont bien définies.
Les résistances de contacts déterminées sont satisfaisantes et dans le bon ordre de grandeur. L'avantage de ce modèle est qu'il donne un résultat quasi instantané. Malgré les hypothèses, les résultats restent corrects.

Le chauffage par onde Hyperfréquence est la méthode la plus proche du cas réel. Mais compte tenu des hypothèses, ce modèle révèle une approximation trop importante. En effet, nous prenons une température d'hélice moyenne, et une puissance dissipée moyenne alors que la variation de la puissance le long de la ligne se fait exponentiellement.
L'impédance thermique est calculée de l'hélice jusqu'à la semelle, en faisant un réseau de résistances. L'impédance est déterminée à l'aide d'un modèle analytique et à la caméra thermique. La mesure à la caméra thermique montre que l'approximation d'une température moyenne n'est pas correcte.

La simulation numérique purement thermique est une méthode approximative d'identification des résistances de contact. Elle permet d'avoir une cartographie thermique du dispositif et une bonne variabilité sur les conditions aux limites.

Ce travail montre que les impédances thermiques peuvent être définies de différentes manières mais il reste difficile de comparer les méthodes entre elles. Nous pouvons néanmoins remarquer que le modèle analytique donne des valeurs rapprochées. Nous pouvons donc utiliser ce modèle pour dimensionner les tubes électroniques. Le modèle éléments finis purement thermique donnent des valeurs satisfaisantes également. En effet, il nous permet de recoller les valeurs expérimentales en agissant sur les résistances de contacts. De plus, il nous permet de voir l'influence des conditions aux limites.

Pourcentage en contact (%)	80,00	réajustement des RTC	50,00	réajustement des RTC	80,00	réajustement des RTC	50,00	réajustement des RTC	100,00	réajustement des RTC
Tube	TH4092		TH4816		220W ku		THXXXX VT1		THXXXX VT2	
Hélice	2,37		2,07		2,02		2,01		1,56	
Rc h/m	12,70	4,57	12,22		7,33	3,81	4,89		2,44	
Montant	3,80		22,41		21,73		17,27		11,51	
Rc m/f	10,83	7,58	9,13		7,61	5,05	9,51		5,04	
Rf	12,55		15,36		11,40		22,04		19,50	
Total sans Rc	**18,72**		**39,84**		**35,15**		**41,32**		**32,57**	
Total	**42,25**	**30,87**	**61,20**		**50,09**	**44,01**	**55,72**		**40,06**	
Poids des RTC (%)	55,70	39,37	34,90		29,83	20,14	25,85		18,69	
Poids h/m (%)	30,06	14,81	19,97		14,63	8,66	11,83		6,10	
Poids m/f (%)	25,64	24,56	14,92		15,19	11,48	17,07		12,58	
Effet joule (EJ)	**27,5**		**66**		**47**		**38**	**66 avec ther**	**3W/mm (EJ)**	**5W/mm (EJ)**
Rayonnement	**31,2**		**57**						48,7 à l'air	36,5 à l'air
Caméra thermique					**39**				42,7 sous vide	34,6 sous vide
Rc h/m (m².K/W)	**5,00E-06**	**1,80E-06**	**4,40E-06**		**4,40E-06**	**2,00E-06**	**4,40E-06**		**4,40E-06**	
Rc m/f (m².K/W)	**1,37E-05**	**9,10E-06**	**1,37E-05**		**1,37E-05**	**9,10E-06**	**1,37E-05**		**1,37E-05**	

Tableau 41 : Récapitulatif des mesures sur les lignes avec le poids des RTC

IV.2 Etude des collecteurs

Dans la partie concernant la description des TOP, nous avons vu en détail la fonction du collecteur. Le collecteur reçoit les électrons ralentis par l'interaction le long de la ligne de transmission. Il y a généralement quatre électrodes à différents potentiels afin d'attirer les électrons selon leur vitesse (Figure IV-51). En fonction du mode de fonctionnement, des zones différentes sont sollicitées.

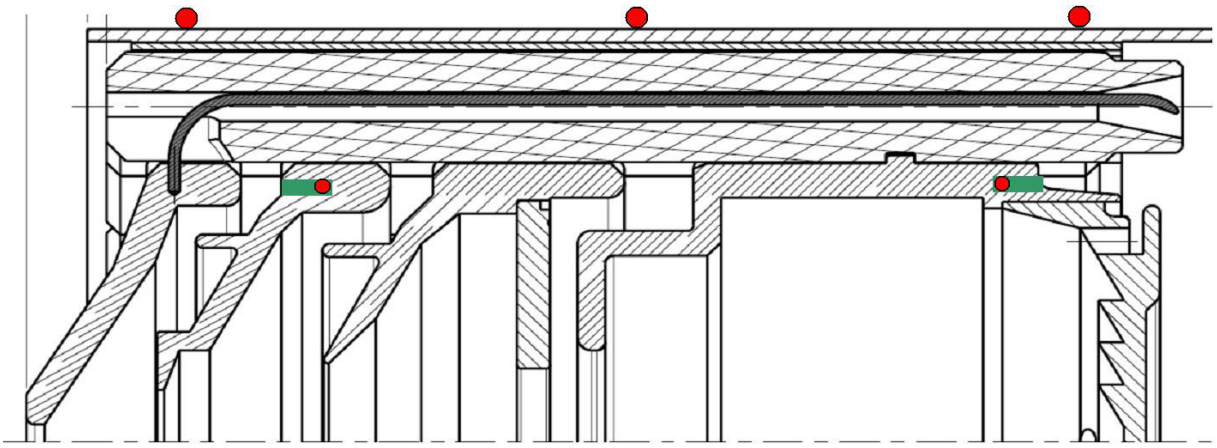


Figure IV-51 : Schéma d'un collecteur

La même problématique que pour les lignes est présente. En effet, les électrodes et la couche inférieure de l'enceinte sont en cuivre et ne peuvent pas excéder la température de 350°C. Aucune mesure directe n'est possible en fonctionnement.

Dans un premier temps, nous allons étudier le problème expérimentalement en chauffant l'intérieur des électrodes par une résistance chauffante. Ensuite une étude analytique sera proposée, en introduisant les résistances thermiques de contacts trouvées expérimentalement en fonction de la pression. Une étude numérique 2D du collecteur a été mise en place pour déterminer la surface de contact. Un modèle 3D complet a été développé au sein du Service Modélisation Numérique de TED. Une modélisation 3D est indispensable pour étudier le dispositif en fonctionnement, mais dans notre cas nous changeons les conditions aux limites avec un refroidissement uniforme permettant une étude 2D. De plus, d'autres expériences moins contraignantes ont été réalisées.

IV.2.1 Etude expérimentale

Un collecteur type 130W a spécialement été réalisé pour l'étude. Tous les processus d'assemblages ont été respectés. Le principe est de mesurer une différence de température entre les électrodes et l'enceinte (les points rouges sur la Figure IV-51). Afin de monter en puissance, il faut maintenir une température constante sur l'enveloppe et avoir une puissance dissipée sur les électrodes. Lors du fonctionnement réel du tube, la dissipation sur les électrodes ne se produit pas uniformément, avec cette expérience nous faisons l'hypothèse d'une dissipation uniforme.

La puissance dissipée dans le collecteur est mesurée par l'échauffement de l'eau du refroidisseur. Ceci impose que le débit doit être bien connu et ne doit pas être trop élevé.

Le problème qui est souvent rencontré dans ce type d'expérience est la mise sous vide du véhicule test (VT). Ceci nécessite l'utilisation de thermocouples spécifiques, résistant à des hautes températures. Pour s'affranchir de cette étape laborieuse, nous effectuons une mesure à

l'air mais nous utilisons une enceinte climatique afin de réaliser une mesure à 15 torr. Nous pourrons ainsi noter l'influence de la dépressurisation.

IV.2.1.1 Chauffage par une résistance uniforme sur toutes les électrodes

Description du dispositif expérimental

Collecteur :

Le dispositif expérimental représente un collecteur de 130 W qui est constitué de 4 électrodes en cuivre (Figure IV-52). Nous avons des rondins en alumine. L'enceinte est composée d'un cylindre de cuivre fretté dans un cylindre d'inox. On utilise une frette en molybdène.

Pour l'expérience les becs des électrodes ont été retirés pour permettre l'introduction d'une résistance chauffante. Cette simplification des électrodes peut être corrigée par une simulation numérique purement thermique de l'électrode seule. Nous pourrons ainsi définir le gradient de température dû à la forme de l'électrode. Elles ont donc la forme d'anneau comme le montre la Figure IV-52. Si le bec est très fin, le gradient de température peut être non négligeable malgré l'utilisation du cuivre. Ensuite toutes les électrodes sont mises au même diamètre intérieur. Elles sont percées afin de permettre le positionnement des thermocouples. Les électrodes 1 et 4 présentent 4 trous. Il y en a deux qui traversent entièrement les électrodes pour accéder aux électrodes 2 et 3. Ces trous, pré remplis de graisse thermique, permettront le placement de thermocouples. Les VT ont été assemblés en salle blanche.



Figure IV-52 : pièces d'un collecteur

Refroidisseur :

La température de l'enceinte est assurée par un refroidisseur en cuivre spécialement conçu pour la mesure (Figure IV-53). Nous sommes partis d'un cylindre en cuivre qui a été usiné pour créer une circulation d'eau à l'intérieur. Un autre cylindre a été brasé par-dessus le premier. Un tuyau d'entrée et un autre de sortie sont brasés sur le refroidisseur. Des trous sont réalisés pour mesurer l'échauffement de l'eau. Des thermocouples de type K hermétiques sont utilisés.

Quatre rainures sont réalisées par électroérosion. Ces rainures permettront le passage des thermocouples mesurant la température de l'enceinte.



Figure IV-53 : Refroidisseur

Un débitmètre mesurant un débit de 0.25 L/min à 1.25 L/min est installé sur la sortie d'eau (Figure IV-54). Pour notre expérience, nous avons besoin d'un débit très faible pour éviter un refroidissement trop important. Le débit est réglé en dessous de la première graduation qui est de 0.25 L/min ce qui nous introduit une incertitude non-négligeable sur la puissance évacuée. La distance entre le 0 et 0.25 est en effet très faible. Il faut faire un calcul d'erreur pour encadrer la mesure effectuée.



Figure IV-54 : Débit litre

Ce refroidisseur nous permet de mesurer la puissance évacuée dans l'eau.

$$P_{évacuée} = \frac{D \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T}{3600} \qquad \textbf{[IV-14]}$$

D : Débit (m^3/h)
C_p : Chaleur spécifique de l'eau (J/kg.K)
ρ : Masse volumique de l'eau (kg/m^3)
ΔT : Echauffement de l'eau entre l'entrée et la sortie (K)

Résistance chauffante :

- Elément chauffant

La résistance chauffante est une thermocoax© constituée d'un élément chauffant bifilaire (gaine en inox de diamètre 2 mm) bobinée et brasée autour d'un cylindre en inox de diamètre 11 mm, sur une hauteur de 38 mm.
Les spires sont quasiment jointives (environ 0.4mm entre deux spires). La résistance chauffante peut atteindre 300W maximum à une tension maximale de 55 V en continu. La résistance chauffante est visible sur la Figure IV-55.



Figure IV-55 : Elément chauffant

- Cylindre en cuivre et potting

Afin d'adapter cette résistance au diamètre intérieur de l'électrode cuivre du VT (= diamètre 19) la résistance chauffante a été implantée dans un fourreau en cuivre (diamètre extérieur 19, diamètre intérieur 15,2 et hauteur 39 mm). Ainsi la face du cylindre chauffant est parfaitement lisse contrairement à celle de la gaine en inox (Figure IV-56).

L'espace entre la résistance chauffante et le cylindre en cuivre a été rattrapé par un potting (poudre alumine et alcool) utilisé au service Cathode de TED.



Figure IV-56 : Résistance chauffante finie

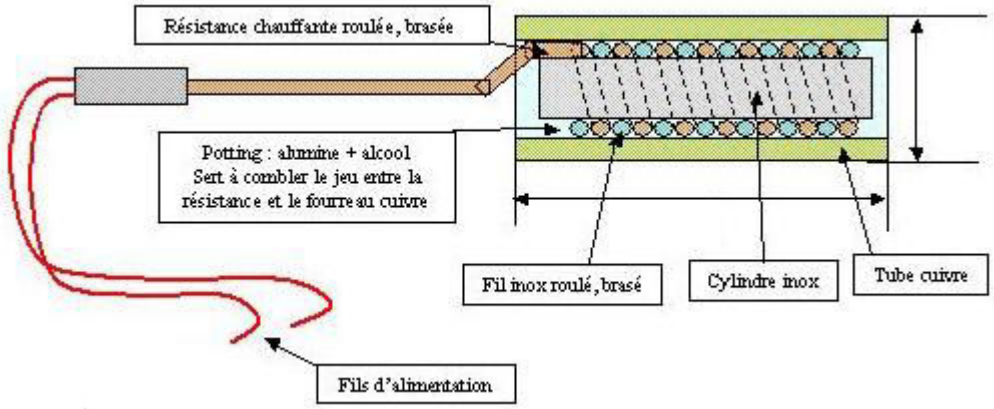


Figure IV-57 : Schéma de la résistance chauffante finie

Emplacement des thermocouples :

Nous cherchons à mesurer une différence de température entre l'intérieur (électrode) et l'extérieur (enceinte) sur chaque électrode. Afin d'avoir une vue d'ensemble et d'observer l'homogénéité des températures, nous mettons à chaque fois deux thermocouples diamétralement opposés. Nous avons ainsi quatre thermocouples par électrode.

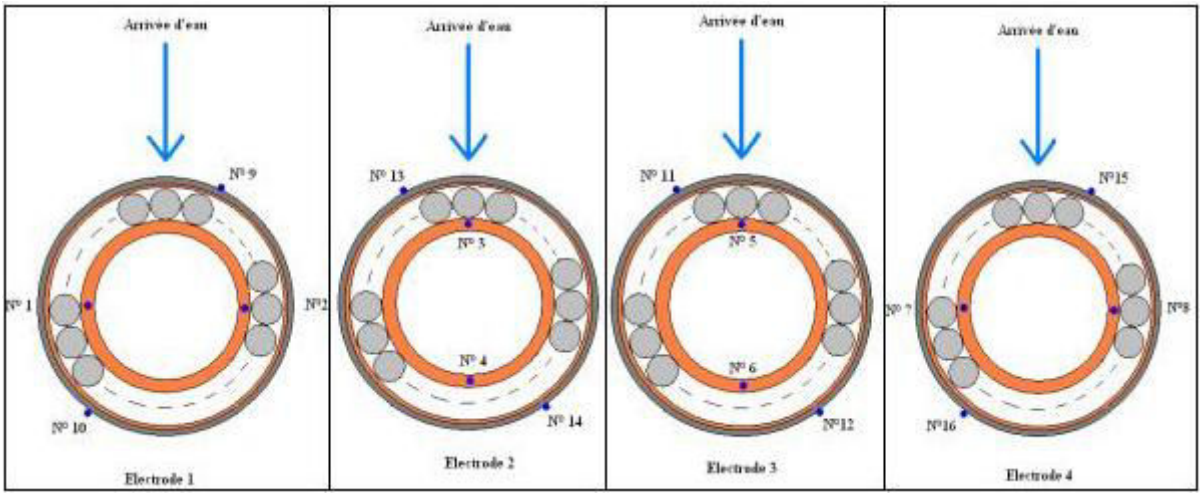


Figure IV-58 : Emplacement des thermocouples

Assemblage du Véhicule Test :

Le collecteur a été ajusté au centième avec le refroidisseur. La même condition a été réalisée entre les électrodes et la résistance chauffante. Nous avons appliqué de la graisse thermique entre les différentes pièces afin de s'assurer d'un bon contact et donc d'un bon transfert thermique.
Les thermocouples sont installés à l'aide d'une binoculaire, de la graisse thermique est introduite dans les trous. Les thermocouples sur l'enceinte sont fixés au laser. Nous assemblons avec précaution les différentes parties. Le dispositif est illustré par la Figure IV-59.

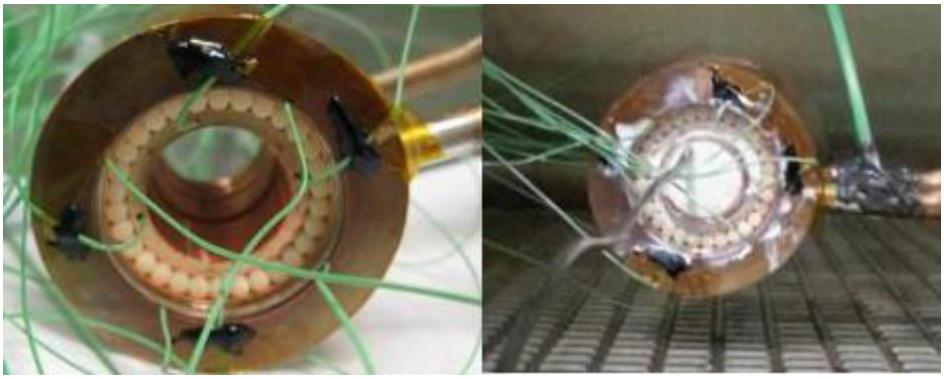


Figure IV-59 : Montage de l'ensemble du Véhicule test

IV.2.1.2 Résultats expérimentaux

Nous cherchons à identifier la résistance thermique d'un collecteur au niveau de chaque électrode. Nous examinons également l'influence de l'environnement expérimental (air ou environnement dépressurisé).

Description du moyen expérimental :

Une alimentation est utilisée pour chauffer la résistance chauffante. L'acquisition des températures est réalisée à l'aide d'une centrale Agilent© 34972A et d'un PC. Le véhicule test est introduit dans une enceinte climatique. L'enceinte climatique a été modifiée pour recevoir un système de refroidissement par eau tout en étant étanche.

Moyen d'essai (Figure IV-60) :

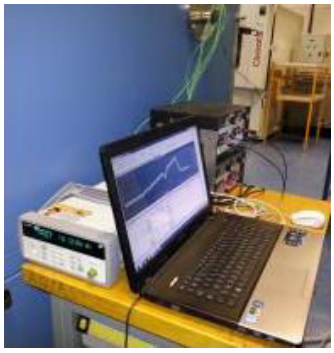
- Alimentation 60V, 10A
- Boîtier d'acquisition Agilent© 34972A avec sa carte
- Enceinte climatique
- Ordinateur portable
- Voltmètre
- Pâte étanche, afin de boucher les fuites lors du pompage.



Passage non bouché



Passage bouché à la pâte étanche



Système d'acquisition ; PC et alimentation





Enceinte climatique

Figure IV-60: Moyen d'essai pour le collecteur

Protocole. :

Nous réaliserons six cycles de mesures en augmentant progressivement la puissance allant de 25W jusqu'à 165W (Puissance alimentation).

1. Montée et descente en puissance à l'air
2. 5 cycles On/Off de 135 W.
3. Montée et descente en puissance.

Allumage de l'enceinte climatique à 15 torr et 20°C.

4. Montée et descente en puissance
5. 3 cycles On/Off de 135W et ouverture durant le 4eme cycle.

A l'air, avec un recentrage du collecteur dans le refroidisseur.

6. Montée et descente en puissance

Résultat :

Nous avons deux résistances thermiques pour chaque électrode. La duplication des thermocouples permet une meilleure fiabilité des résultats.

L'exploitation des résultats se déroule toujours de la même façon, nous l'expliquons pour l'électrode 1 puis nous passerons à la synthèse des résultats.

Tout d'abord, nous traçons l'évolution de la température afin de vérifier le bon fonctionnement des thermocouples.

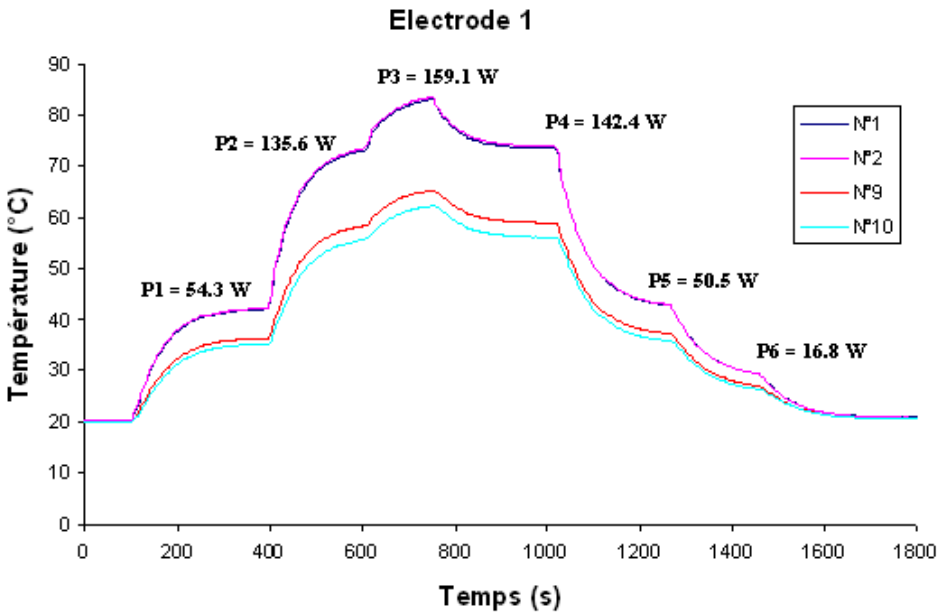


Figure IV-61 : Mesure 1, évolution de la température pour l'électrode 1

D'après cette figure, nous pouvons noter que les températures maximales sont de l'ordre de 80°C pour l'électrode et de 60°C pour l'enceinte.
Ensuite, nous nous intéressons à la différence de température sur un même élément, pour vérifier l'homogénéité de la mesure.

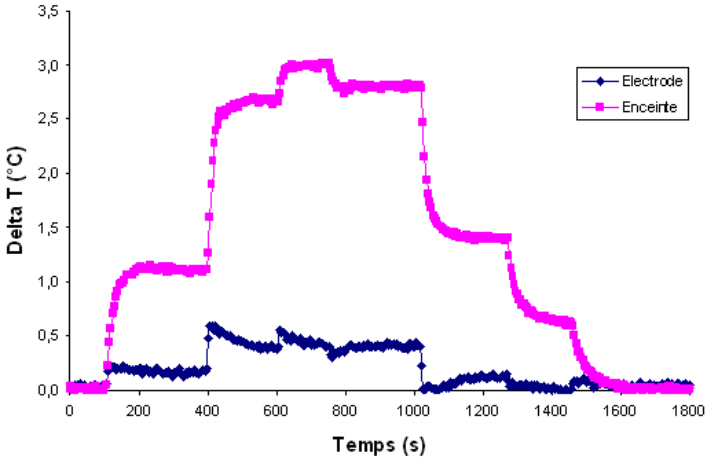


Figure IV-62 : Différence de température dans une même pièce

D'après la Figure IV-62, nous remarquons que la température de l'électrode C1 est homogène. En effet, nous relevons une différence de température dans l'électrode de 0.5°C maximum, mais nous avons une différence plus grande pour l'enceinte, qui augmente avec la température.

L'électrode C2 montre une même différence que dans l'enceinte. Ceci signifie qu'au niveau de C2, nous avons un meilleur contact d'un coté que de l'autre mais ces différences de température restent faibles.

Au niveau de l'électrode C3, nous avons une température d'électrode très homogène, mais une différence de température au niveau de l'enceinte allant jusqu'à 5°C pour des températures de l'ordre de 60°C.

Au niveau de l'électrode 4, nous ne pouvons pas comparer les valeurs car le thermocouple n°7 au niveau de l'électrode ne fonctionnait pas correctement. Cependant, la mesure 6 nous montre que l'électrode est homogène.

D'après ces observations nous pouvons conclure que les électrodes sont homogènes ainsi que l'enceinte.

Nous pouvons ensuite tracer le ΔT entre l'électrode et l'enceinte du coté correspondant, comme le montre la Figure IV-63.

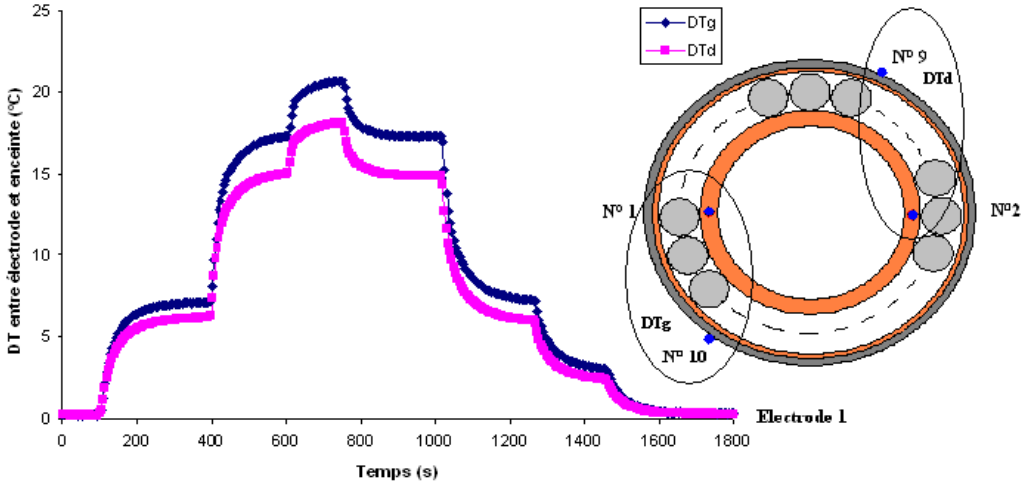


Figure IV-63 : Différence de température entre l'électrode et l'enceinte

D'après ce graphique, nous obtenons deux différences de température qui nous permettent de juger de la bonne homogénéité de la mesure. A partir de ces ΔT nous estimons la résistance thermique.

Résistance thermique :

$$R_{th} = \frac{T_{électrode} - T_{enceinte}}{Puissance} \qquad \textbf{[IV-15]}$$

R_{th} : Résistance thermique du collecteur (K/W)

Puissance :

Nous calculons la puissance évacuée dans le collecteur à l'aide de la formule **[V-14]**. Nous traçons la droite à partir de la température d'entrée et de sortie (Figure IV-64). A partir de l'équation de la droite, nous retrouvons la puissance évacuée sur chaque électrode, à l'aide du ΔT. Nous avons une puissance en Watt (W) et une impédance en (K/W).

La température au niveau des électrodes et de l'enceinte doit être considérée constante. En effet, nous avons une différence d'environ 3°C entre la température de l'enceinte au niveau de C1 et de C4.

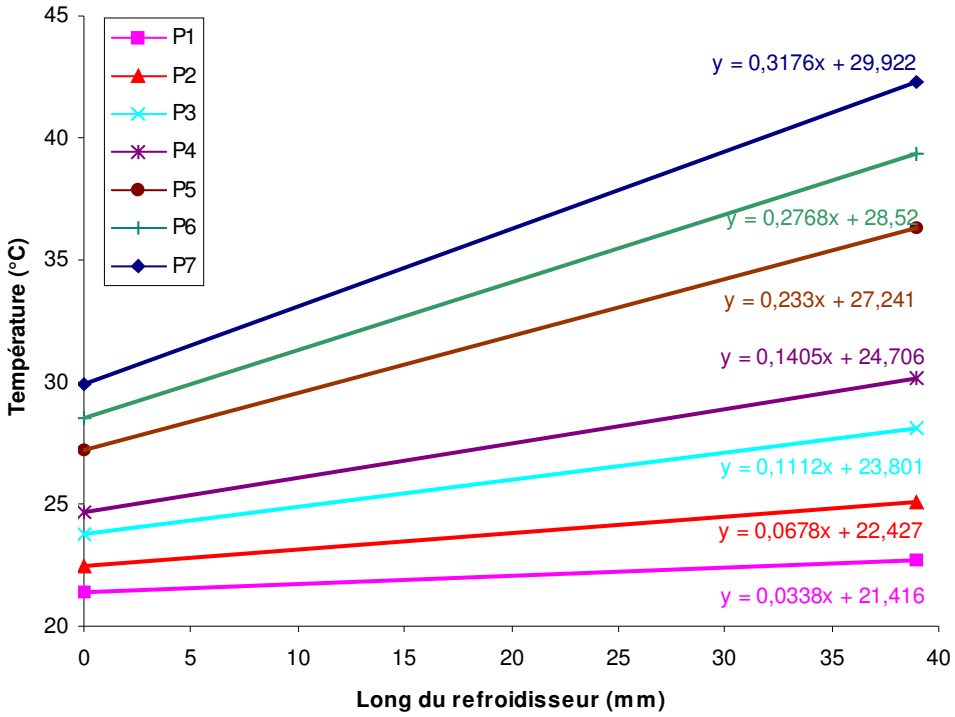
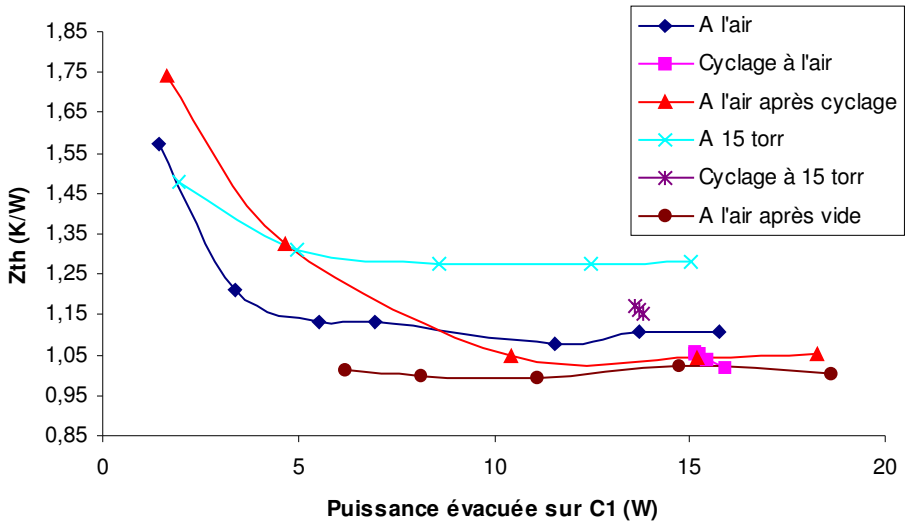
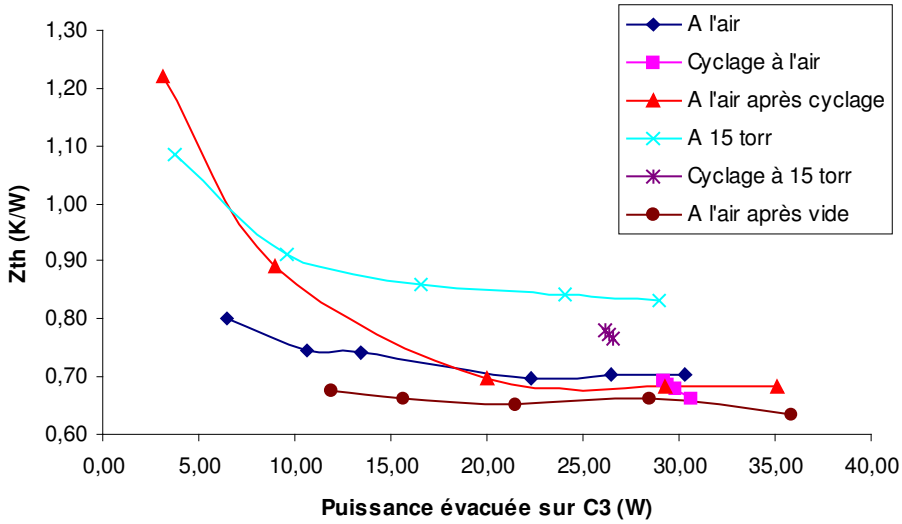


Figure IV-64 : ΔT du refroidisseur

La Figure IV-65 montre que la résistance thermique diminue avec l'augmentation de la puissance. Nous pouvons également dire avec l'augmentation de la température. Nous pouvons donc supposer l'amélioration des conditions d'interface avec l'augmentation de la température due aux dilatations thermiques.





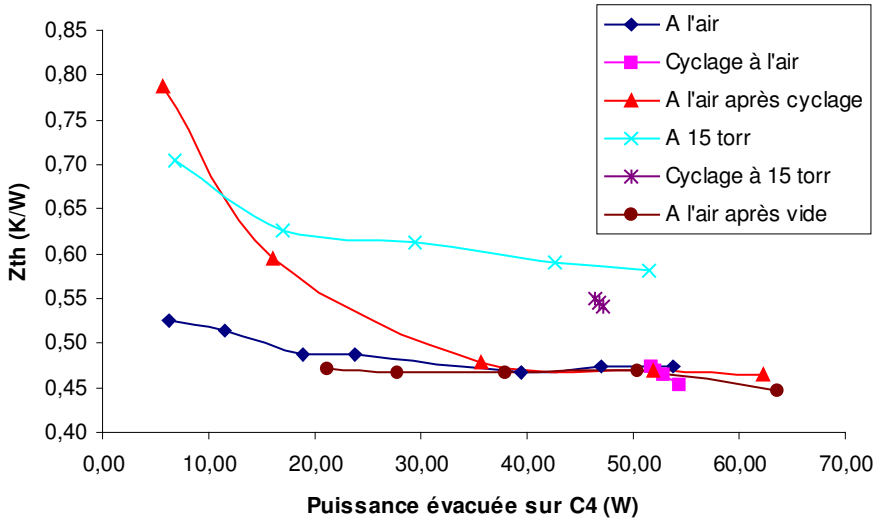


Figure IV-65 : Résultats expérimentaux pour un collecteur spatial

Mesure		C1	C2	C3	C4
1. A l'air		1,11	1,09	0,71	0,47
2. Cyclage à l'air	cycle1	1,05	1,04	0,69	0.47
	cycle 5	1,06	1,05	0,69	0.47
3. Après cyclage à l'air		1,03	0,99	0,68	0,47
4. A 15 torr		1,17	1,15	0,90	0,60
5. Cyclage à l'air	Cycle 1	1,17	1,16	0,78	0.55
	Cycle 3	1,15	1,13	0,77	0.54
6. Remise à l'air		0,99	0,98	0,66	0,46

Tableau 42 : Résultat des résistances thermiques pour un collecteur spatial

Nous prenons des valeurs d'impédance thermique à un stade stabilisé. Le Tableau 42 résume les résultats. Nous pouvons noter que le cyclage n'a pas d'influence sur l'impédance. La mise en dépression à 15 torr l'augmente d'environ 10%. Cela est dû à la convection naturelle qui ne peut plus aider au refroidissement du VT. La remise à l'air nous redonne à peu près les mêmes valeurs que les résultats obtenus après cycle On/Off à l'air.

Le débit est de 0.15L/min. Un calcul d'incertitude semble indispensable pour encadrer les résultats car cette lecture de débit à partir de la graduation peut être une grande source d'incertitude.

$$\Delta R_{th} = \frac{\Delta T_{électrode}}{T_{électrode}} + \frac{\Delta T_{enceinte}}{T_{enceinte}} + \frac{\Delta T_{eau_sortie}}{T_{eau_sortie}} + \frac{\Delta T_{eau_entrée}}{T_{eau_entrée}} + \frac{\Delta L_{electrode}}{L_{électrode}} + \frac{\Delta L_{cylindre_chauffant}}{L_{cylindre_chauffant}} + \frac{\Delta \rho_{eau}}{\rho_{eau}} + \frac{\Delta C_p}{C_p} + \frac{\Delta Débit}{Débit} \quad \textbf{[IV-16]}$$

D : Débit (m^3/h) **(0.15 +/- 0.04)**
C_p : Chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg.K) **(4185 +/- 50)**
ρ : Masse volumique de l'eau (kg/m^3) **(1000 +/- 10)**
ΔT : Erreur sur les thermocouples de 0.25 °C. Nous avons 0.1°C d'erreur du thermocouple et 0.15°C sur l'emplacement.

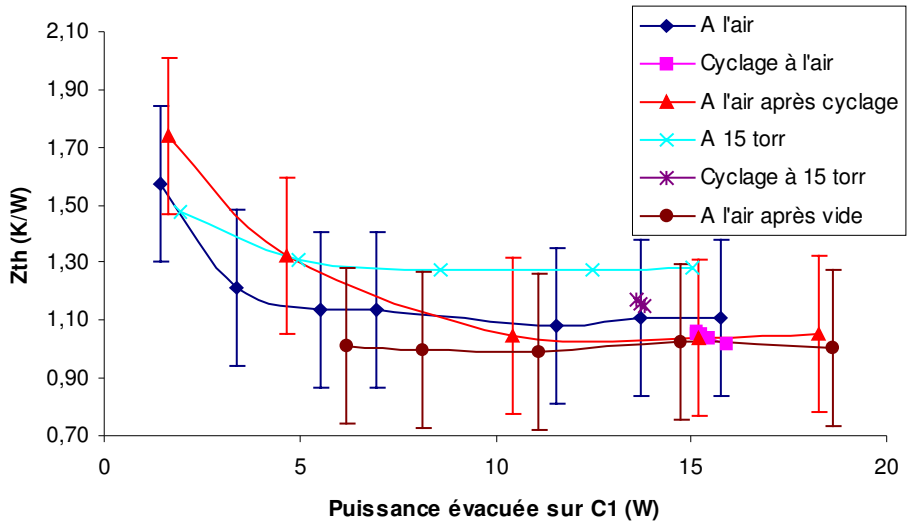


Figure IV-66 : Graphique avec calcul d'erreur

Nous remarquons une erreur d'environ 25% sur le débit à 0,15 m^3/h compte tenu de la graduation de la règle utilisée.

Afin de conforter les résultats, nous tentons d'effectuer des essais à une autre valeur de débit un peu plus élevé. Mais dans ce cas, le ΔT de l'eau dans le refroidisseur est beaucoup plus faible.

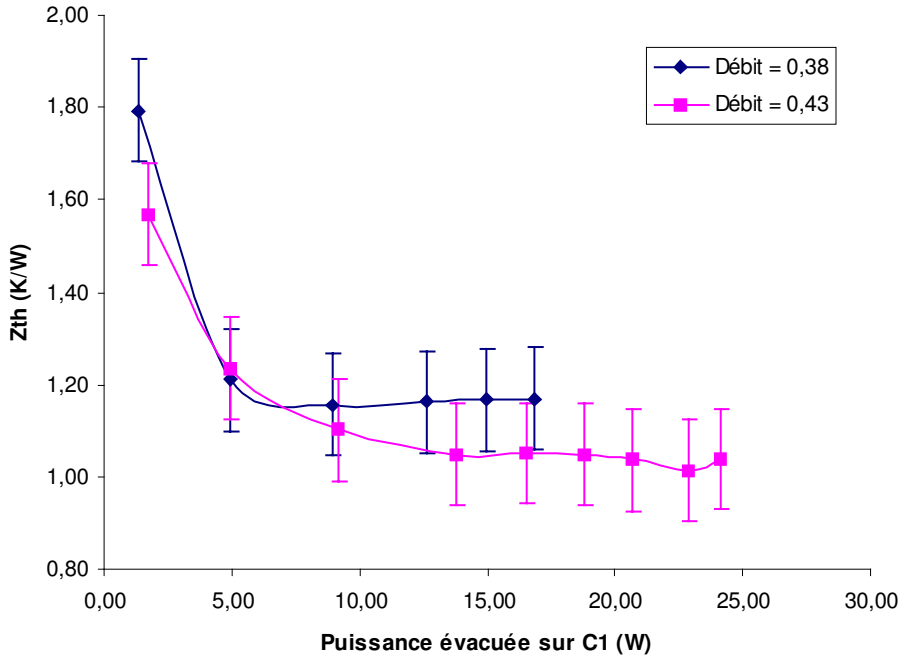


Figure IV-67 : Résultat à un débit plus élevé

Ces nouveaux résultats confirment les précédents avec une incertitude plus petite.

Débit (L/min)	C1	C2	C3	C4
0,15	**1,03** +/- 0,27	**1,00** +/- 0,27	**0,68** +/- 0,17	**0,47** +/- 0,13
0,38	**1,17** +/- 0,11	**1,17** +/- 0,12	**0,80** +/- 0,07	**0,50** +/- 0,10
0,43	**1,04** +/- 0,13	**1,04** +/- 0,13	**0,69** +/- 0,08	**0,43** +/- 0,10

Tableau 43 : Synthèse des résultats sur le collecteur 130W

Le Tableau 43 nous montre une cohérence sur les mesures effectuées. Nous avons des impédances pour chaque électrode. Nous avons donc divisé le collecteur en quatre zones correspondant à la largeur des électrodes et du pas d'étude. Le pas d'étude correspond à la distance entre deux électrodes

Nous traçons maintenant la résistance thermique en fonction de la puissance évacuée dans le collecteur pour toutes les électrodes.

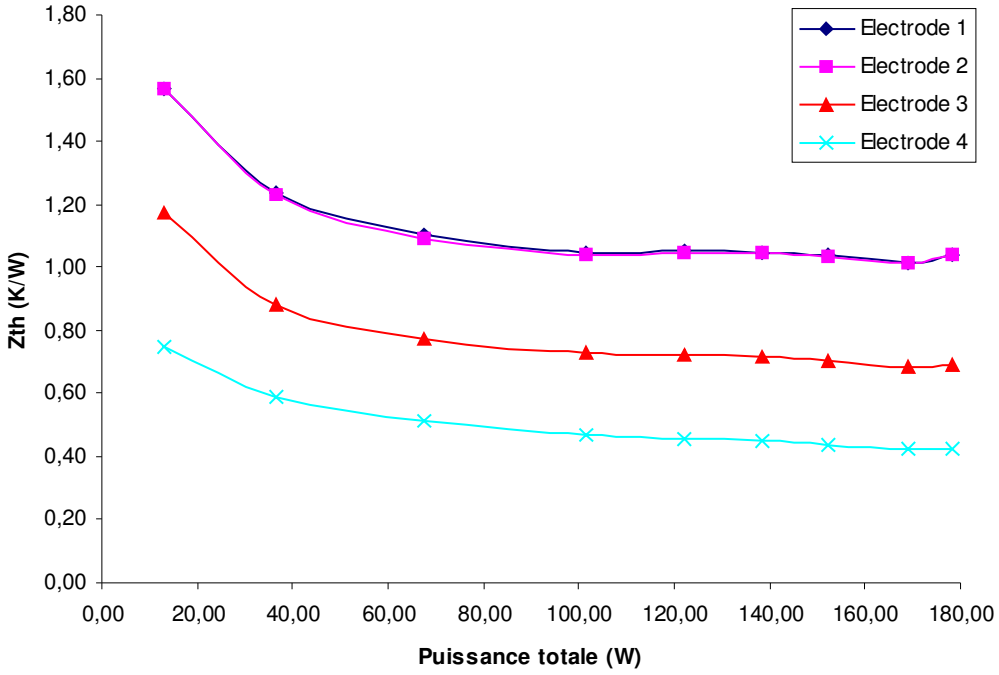


Figure IV-68 : Résistance thermique d'un collecteur 130W

D'après la Figure IV-68, nous pouvons voir que la Zth au niveau de l'électrode 1 et 2 est identique alors qu'au niveau de l'électrode 3 elle est 1,5 fois plus faible. Le rapport des pas d'étude est de 1,8. La différence de Zth entre C3 et C4 est de 1,6. Le rapport des pas est de 1,7. Ceci montre bien une homogénéité au niveau de toutes les électrodes. La différence est due à la largeur des électrodes et du pas.

Nous allons envisager un modèle analytique afin de le comparer aux résultats expérimentaux.

IV.2.2 Etude analytique

Dans cette section, nous utilisons le même principe que pour la ligne de transmission. Le modèle d'hélice représente l'électrode. Le modèle du fourreau représente l'enceinte. Il faut réaliser le modèle d'un rondin.

Modèle Analytique

Afin de comparer les résultats expérimentaux à des valeurs théoriques, nous tentons de déterminer une résistance thermique analytiquement en adoptant des hypothèses. Ce modèle s'inspire très fortement du modèle analytique d'une ligne de transmission que l'on a pu voir précédemment :

- Le collecteur est découpé en plusieurs sections correspondant à largeur de l'électrode plus la demi-distance entre électrode.
- Nous n'étudions qu'un demi-rondin.

Electrode

Pour calculer la résistance thermique de l'électrode, nous utilisons le modèle établi dans la partie IV.1.2.1

Rondin

Le flux de chaleur q_1S_1 évacué par l'électrode arrive sur le rondin. Il est évacué ensuite par la surface de contact avec l'enceinte. L'électrode n'est pas en contact sur toute la surface intérieure du rondin, ce qui rend obligatoire son étude en 3D (Figure IV-69).
En utilisant une double transformée de Fourier cosinus finie suivant le rayon et l'axe, on peut résoudre les équations du problème et déduire la résistance thermique du rondin sous la forme:

$$Z(a) := \frac{-1}{\pi \cdot p \cdot \lambda} \cdot (Z1 + 4 \cdot Z2(a)) \qquad \textbf{[IV-17]}$$

avec :

$$Z1 := \sum_{k=1}^{100} \left[\frac{\cos(k \cdot \pi) - 1}{k} \cdot \left(\frac{\sin\left(\frac{k \cdot bi}{h}\right)}{\frac{k \cdot bi}{h}} + \frac{\sin\left(\frac{k \cdot b0}{h}\right)}{\frac{k \cdot b0}{h}} \right) \right]$$

$$Z2(a) := \sum_{m=1}^{10} \left[(\cos(m \cdot \pi) - 1) \cdot \frac{\sin\left(\frac{m \cdot bi}{h}\right)}{\frac{m \cdot bi}{h}} \cdot \sum_{n=1}^{10} \left(\frac{1}{\frac{n \cdot \pi \cdot h}{p}} \cdot \frac{\sin\left(\frac{n \cdot \pi}{p} \cdot a\right)}{\frac{n \cdot \pi}{p} \cdot a} \cdot \frac{2BS(m,n)}{BS(m+1,n) - BS(m-1,n)} \right) \right]$$

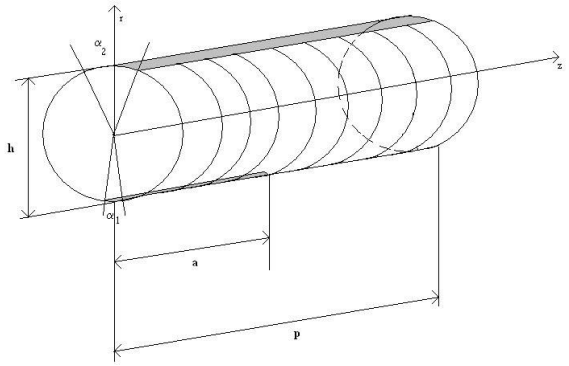


Figure IV-69 : Rondin

Enceinte

Pour calculer la résistance thermique de l'enceinte, nous utilisons le modèle établi dans la partie IV.1.2.1

IV.2.2.1 Comparaison modèle - expérience

	C1		C3		C4	
Rth Electrode	1,72		0,79		0,44	
Rth Rondin	32,71		14,98		11,36	
Rth enceinte CuC2	0,52		0,29		0,20	
Rth enceinte Inox	12,65		7,04		4,80	
RTC (m².K/W)	7MPa (5,71E-5)	72 MPa (7,74E-6)	7MPa (5,71E-5)	72 MPa (7,74E-6)	7MPa (5,71E-5)	72 MPa (7,74E-6)
Rc el/r	69,11	9,37	31,75	4,30	17,80	2,41
Rc el/r	41,60	5,64	23,15	3,14	13,71	1,86
1/4 de contact (K/W)	158,30	62,60	78,00	30,54	48,31	21,07
% du poids des RTC	70%	24%	70%	24%	65%	20%
1 contact (K/W)	39,57	15,65	19,50	7,64	12,08	5,27
Pas (K/W)	1,32	0,52	0,65	0,25	0,40	0,18
Expérimentale	1,08		0,72		0,47	

Tableau 44 : Comparaison du modèle analytique avec les résultats expérimentaux du collecteur

Le Tableau 44 montre l'impédance calculée à l'aide du modèle analytique et celles trouvées expérimentalement. Nous pouvons remarquer que la RTC représente environ 70% avec une RTC de 5.71E-5 m².K/W correspondant à une pression de 7 MPa, et d'environ 25% avec une RTC de 7.74E-6 m².K/W correspondant à une pression de 72 MPa. Ces valeurs de RTC sont mesurées expérimentalement.

Les résultats expérimentaux et analytiques sont du même ordre de grandeur. Nous pouvons supposer d'après cette comparaison que l'on n'a pas la même pression au niveau de toutes les électrodes. Nous pouvons déduire que la pression est très faible dans ce collecteur.

IV.2.3 Etude expérimentale supplémentaire

IV.2.3.1 Chauffage du fond du collecteur C4

Cette méthode est principalement comparative. Elle nous permet d'avoir l'impédance du collecteur C4. Elle consiste à mesurer l'impédance thermique du collecteur 4. Pour cela, une résistance délivrant une puissance de 22,5W est soudée à la colle à l'argent sur le fond du collecteur 4. Un thermocouple est également collé à la colle à l'argent sur C4. Un autre thermocouple est mis sur la semelle, nous permettant la mesure du gradient thermique (Figure IV-70).

La plaque de base a été maintenue à différentes températures 30°C ; 60°C puis 90°C afin d'analyser l'influence de ce paramètre.

Une caméra thermique est utilisée afin d'observer les gradients thermiques dans chaque partie et ainsi donner une répartition du poids de chaque impédance. Une couche de Tipex est appliquée sur l'électrode et l'habillage afin de rendre les parois émissives. Une correspondance avec la température mesurée par le thermocouple est effectuée.
Afin d'avoir une résistance de contact identique entre la semelle et la plaque réglable en température, une semelle a été adaptée pour recevoir les trois types de collecteurs.

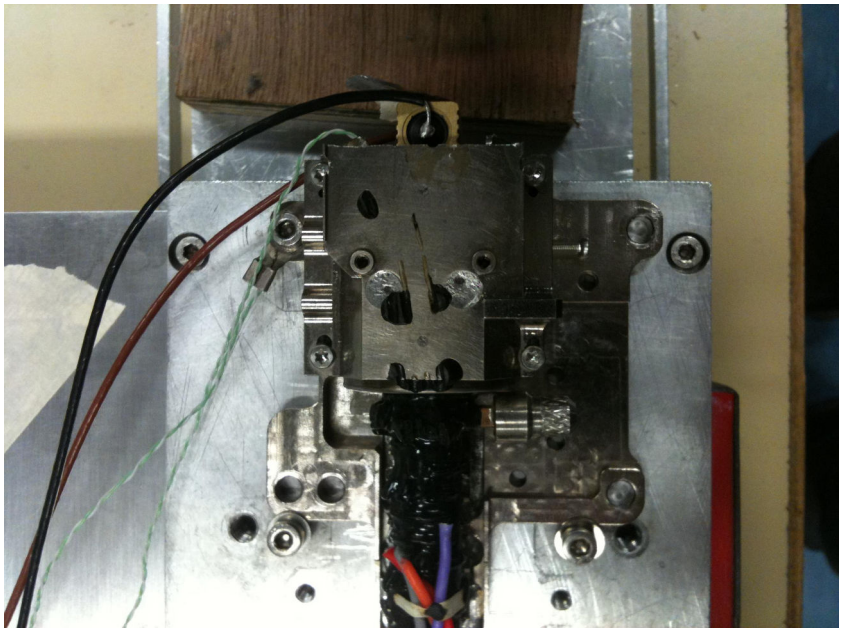


Figure IV-70 : Photo de l'expérience du chauffage de C4

Rondin en Alumine (AL23) de diamètre 2,8 mm

	Impédance (K/W) AL23_phi2.8					
Température imposée	30°C		60°C		90°C	
Coté du collecteur	gauche	droit	gauche	droit	gauche	droit
Interface C4/rondin	0.33	0.34	0.42	0.44	0.44	0.44
gradient rondin	0.28	0.29	0.4	0.49	0.49	0.71
Interface rondin/enveloppe	0.33	0.27	0.75	0.39	1.2	0.44
Totale	0.94	0.90	1.57	1.32	2.13	1.59

Tableau 45 : Résultats avec un rondin en AL23 de diamètre 2.8 mm

Les rondins utilisés dans ce collecteur sont similaires aux rondins utilisés dans le collecteur du 130W étudié précédemment. Mais nous ne savons pas si le collecteur étudié dans ce cas est bien celui du 130W. En effet, nous avons récupéré des collecteurs "déchets".
Nous pouvons remarquer une dissymétrie dans le collecteur, où l'impédance sur le coté gauche est plus élevée que le coté droit.

Lors de la mesure précédente, nous avions une impédance d'environ 0.47 K/W pour une température d'environ 60°C. Dans ce cas, nous trouvons une impédance d'environ 0.92

K/W. Nous pouvons constater un rapport d'environ 2 par les deux méthodes. Mais il est à noter qu'on n'a pas les mêmes conditions de mesures.

Rondin en Alumine (AL23) de diamètre 4 mm

	Impédance (K/W) AL23_phi4					
Température imposée	30°C		60°C		90°C	
Coté du collecteur	gauche	droit	gauche	droit	gauche	droit
Interface C4/rondin	0.86	0.72	0.61	0.67	0.67	
gradient rondin	0.10	0.17	0.22	0.27	0.36	
Interface rondin/enveloppe	0.32	0.03	0.85	0.05	1.29	
Totale	1.28	0.92	1.68	0.99	2.32	

Tableau 46 : Résultats avec des rondins en AL23 de 4 mm de diamètre

D'après les résultats du Tableau 46, nous constatons que l'augmentation du diamètre des rondins fait augmenter légèrement l'impédance totale. Lorsqu'on regarde la décomposition des résistances, on remarque une erreur. En effet, le gradient dans le rondin est environ deux fois plus faible dans avec le diamètre 4 mm qu'avec le diamètre 2.8 mm. Mais cette décomposition est faite simplement à l'aide de la caméra thermique en traçant une ligne de température à l'aide des outils disponibles dans le logiciel d'exploitation, ce qui peut impliquer une certaine erreur sur la décomposition. Le ΔT d'ensemble est plus fiable car nous le mesurons à l'aide de thermocouple et de la caméra.

Rondin en nitrure d'aluminium (ALN) de diamètre 2,8 mm

	Impédance (K/W) ALN_phi4		
Température imposée	30°C	60°C	90°C
Interface C4/rondin	0.14	0.13	0.18
gradient rondin	0.15	0.32	0.44
Interface rondin/enveloppe	0.11	0.13	0.18
Totale	0.40	0.58	0.80

Tableau 47 : Résultats avec des rondins en ALN de 2.8 mm de diamètre

L'utilisation de l'ALN diminue l'impédance thermique par rapport à l'utilisation de rondins en Al23.

Conclusion chauffage C4 :

Timposée	30 °C	60°C	90°C
Type	Impédance thermique (K/W)		
AL23_phi2.8	0.94	1.57	2.13
AL23_phi4	1.28	1.68	2.32
ALN_phi4	0.4	0.58	0.8

Tableau 48 : Récapitulatif des mesures sur le collecteur par chauffage de C4

D'après le Tableau 48, nous pouvons remarquer que l'utilisation de rondins en ALN à la place de AL23 divise par environ 2,5 fois l'impédance thermique. L'utilisation de l'ALN améliore les interfaces.

Nous remarquons que l'impédance thermique augmente :

- Avec l'augmentation de la température.
- Avec l'augmentation des dimensions du rondin
- Avec l'utilisation de l'AL23

Il est à noter que la décomposition de l'impédance thermique à l'aide de la caméra thermique reste très difficile.

Conclusion générale de l'étude des collecteurs :

Nous avons pu réaliser trois études différentes pour cette partie en examinant deux configurations différentes. Un modèle analytique a été proposé et validé pour les géométries utilisant des rondins.

Les mesures de RTC montrent que le meilleur contact est produit lorsqu'on utilise du BeO. D'après ces mesures, la meilleure configuration serait l'utilisation de plaque en assurant une pression minimale d'au moins 40 MPa.

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse est la caractérisation des impédances thermiques dans les lignes de transmission et des collecteurs. Le succès de cette étude passe par la maîtrise des mécanismes d'interfaces thermomécaniques résultant du frettage. Le caractère pluridisciplinaire du ce sujet fait donc appel aux domaines de la thermique, la mécanique, la tribologie et l'électromagnétisme. Ce travail comporte des phases de conception mécanique, caractérisation mécanique, réalisation des essais et mise en place de modèles.

Une des parties importantes de ce travail de thèse a été la mise en place d'une mesure de Résistance Thermique de Contact (RTC) permettant l'évaluation des conductances d'interfaces des différentes configurations présentes dans les Tubes à Ondes Progressives (TOP).

Cette étude nous montre une RTC qui diminue naturellement avec la pression. Nous avons deux groupes de RTC. Le premier correspondant aux RTC présentes dans les collecteurs et le second celles que l'on peut trouver dans les lignes. Ce second groupe se compose également de deux parties. La configuration utilisant une hélice en tungstène, des montants en APBN et un fourreau Inox/Fer. Et l'autre utilisant une hélice en molybdène dopée en lanthane, des montants en BeO et un fourreau CuNi44/Fer.

Nous pouvons voir que la pression sature assez rapidement pour les couples de matériaux présents dans les collecteurs.

L'autre inconnue est le problème mécanique des interfaces. Nous cherchons à obtenir la pression d'interface résultante du frettage. Pour cela un modèle 2D couplé à des coupes métallographiques a été réalisé pour les lignes et les collecteurs. Ce modèle2D permet d'obtenir des résultats très approximatifs. Les modèles 3D seront plus représentatifs de la réalité. Un autre modèle a été réalisé au sein du service modélisation numérique de Thales TED pour les collecteurs.

Suite à ces étapes, nous étudions les configurations entières. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés aux lignes de transmission. Pour mener à bien cette partie, nous avons étudié quatre véhicules tests (VT) différents par différentes méthodes. Un modèle analytique a été développé et validé.

Les conclusions sont les suivantes : (i) La mise sous vide diminue l'impédance thermique d'environ 10%. Donc une mesure thermique d'une ligne peut être effectuer à l'air. (ii) Le modèle analytique donne des résultats en accord avec les mesures expérimentales.

Suite à ces travaux, nous pouvons conclure que la meilleure configuration pour une ligne de transmission serait de disposer d'une hélice en W permettant une meilleure pression avec un montant en BeO et un fourreau CuNi44/Fer. De plus, les pressions de contact seront supposées négligeables pour une valeur de 10^{-7} m².K/W pour le contact hélice – montant et de 10^{-6} m².K/W pour le contact montant – fourreau.

Il en résulte le déroulement suivant pour étudier une ligne de transmission :

- Dimensionnement thermique des différents éléments (hélice – montant – fourreau)
- Dimensionnement mécanique de l'hélice pour éviter le flambage
- Calcul mécanique pour identifier les surfaces de contact et pression de contact en fonction du serrage. Valider par une coupe métallographique.
- Calcul analytique de l'impédance thermique et déduction de la température d'hélice.
- Réalisation d'un VT test.

Nous nous sommes ensuite consacrés à l'étude des collecteurs. Nous avons suivi la même démarche que pour les lignes de transmission. Nous avons mis au point une mesure

expérimentale permettant de ramener le problème à une configuration 2D. Un modèle analytique a été développé permettant ainsi un dimensionnement rapide de ce dispositif.

Perspectives

Les prolongements de ces travaux sont multiples et sont de plusieurs ordres :

D'un point de vue expérimental :

- Pour les lignes de transmission, nous pouvons réaliser une expérience en imposant une température uniforme sur la surface extérieure. Le dispositif expérimental a été mis en place, mais pas manque de temps, cette expérience n'a pas été réalisée (Figure 0-1).



Figure 0-1 : Dispositif expérimental 3 du THXXXX

- Concernant les collecteurs, il serait intéressant d'effectuer une mesure identique à celle réalisée sur les configurations avec des rondins pour les géométries comprenant des plaques.

D'un point de vue numérique :

Les travaux devraient être poursuivis dans l'identification de la surface de contact et de la pression à l'aide d'un modèle analytique cylindre/plan puis à l'aide d'un modèle numérique de grande déformation. Il faudrait pour cela reprendre le modèle établi.

Un modèle numérique 3D simulant le processus d'assemblage a été réalisé pour les collecteurs. Malheureusement le modèle n'a pas pu être utilisé car sa disponibilité a été trop tardive. Une modélisation 3D de la ligne de transmission a été entreprise. Il serait très intéressant de le poursuivre et de comparer les résultats aux coupes métallographiques.

Enfin, une modélisation transitoire permettra d'apprécier l'importance de chaque élément du dispositif sur le temps de réponse à des sollicitation variables (échelon de puissance, puissance périodique …).

Bibliographie

[1] J. Voge, *Les tubes aux hyperfréquences*, Eyrolles. 1959.

[2] R. Kompfner, *The invention of Traveling-Wave Tube*, San Francisco Press. San Francisco, 1964.

[3] C. K. Chong and W. L. Menninger, "Latest Advancements in High_Power Millimeter-Wave Helix TWTs," *IEEE Transactions on Plasma Science*, vol. 38, no. 6, pp. 1227–1238, 2010.

[4] K. P. Mallon, "TWTAs for satellite communications: Past, present and future," *Proc. IEEE Int. Vacuum Electron. Conf.*, pp. 14–15, 2008.

[5] T. Lemoine, "Tubes électronique hyperfréquence, tubes à ondes progressives et à champs croisés," *Technique de l'ingénieur*, vol. E1621, pp. 2–9, 2009.

[6] O. Sauseng, A. Hall, A. E. Manoly, and J. R. Mente, "Diamond supported Helix for Millimeter Wave," Rome Air Development Center, Griffise Air Force Base, New York, F30602-77-C-0188, 1978.

[7] M. Belghali and F. Danes, "Vérification expérimentale par profilométrie 3D de l'influence de la microgéométrie des interfaces sur l'évolution de la résistance thermique de contact.," 1995.

[8] A. Majumdar and C. L. Tien, "Fractal network model for contact conductance," 1991.

[9] J. P. Bardon, "Introduction à l'étude des résistances thermiques de contact," no. 125, pp. 429–446, 1972.

[10] B. Snaith, S. D. Probert, and P. W. O'callaghan, "thermal resistance of pressed contacts," vol. 22, pp. 31–84, 1986.

[11] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson, "Contact of nominally flat surfaces," *Proc of Royal Society of London*, vol. 295, no. 1440, pp. 300–319, 1966.

[12] D. Tabor, "The Hardness of Metals," *Oxford University Press*, UK, 1951.

[13] Norme AFNOR, "Etat de surfaces des produits," Norme expérimentale E05-015, 1984.

[14] J. P. Bardon, "Heat transfer at solid-solid interface : basic phenomenons," presented at the Congrès Eurotherm, Nancy, 1988.

[15] J. P. Bardon, B. Cassagne, and B. Fourcher, "Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact," Rapport DETB 7101, 1971.

[16] T. Mc Waid and E. Marshall, "Thermal contact resistance across pressed metal contacts in a vacuum environment," *Int. J. Heat Mass Transfer*, pp. 2911–2920, 1992.

[17] L. R. Jeevanashankara, C. V. Madhusudhana, and M. B. Kulkarni, "Thermal contact conductances of metallic contacts at low loads," *Applied Energy*, vol. 35, pp. 151–164, 1990.

[18] P. E. Phelan, Y. Song, O. Nakabeppu, K. Ito, K. Hijikata, T. Ohmori, and K. Torikoshi, "Film/substrate thermal boundary resistance for an Er-Ba-Cu-O high Tc thin film thermal rectification in similar and dissimilar metal contact," *Journal of Heat Transfer*, vol. 116, pp. 1038–1041, 1994.

[19] P. F. Stevenson, G. P. Peterson, and L. S. Fletcher, "Thermal rectification in similar and dissimilar metal contacts," *Journal of Heat Transfer*, vol. 113, pp. 30–35, 1991.

[20] A. M. Clausing, "Heat transfer at the interface of dissimilar metals the influence of thermal strain," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 9, pp. 791–801, 1966.

[21] D. V. Lewis and H. C. Perkins, "Heat transfer at the interface of stainless steel and aluminum. The influence of surface conditions on the directional effect," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 11, pp. 1371–1383, 1968.

[22] A. M. Jones, P. W. O'callaghan, and S. D. Probert, "Effect of interfacial distortions on the thermal resistance of the contact between coaxially mating radially symmetrical cylinders," *Heat transfer with Thermal Applications*, vol. 39, pp. 21–45, 1974.
[23] R. R. Somers and L. S. Fletcher, "The thermal conductance of dissimilar metals," Texas Engineering Experiment Station Texas A&M University, Texas, Technical Report TEES-4547-83.
[24] T. N. Veziroglu and S. Chandra, "Direction effect in thermal contact conductance," *Proc. 4th Int. Heat Transfer Conference*, Paris, pp. 3–10, 1970.
[25] R. R. Somers, J. . Miller, and L. S. Fletcher, "An experimental investigation of the thermal conductance of dissimilar metal contact," *Intersociety Conference on Thermal Phenomena*, pp. 280–299, 1994.
[26] C. V. Madhusudhana, "Thermal contact conductance and rectification at low joint pressure," *International Communication of Heat Transfer*, vol. 20, pp. 123–132, 1993.
[27] T. R. Thomas and S. D. Probert, "Thermal contact resistance : the directional effect and other problems," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 13, pp. 789–807, 1970.
[28] V. W. Antonetti, T. D. Whittle, and R. E. Simons, "An approximate thermal contact conductance correlation," *Journal of Electronic Packaging*, vol. 115, pp. 131–134, 1993.
[29] L. G. Hays, "Thermal conductance of alumina-nickel interfaces at elevated temperature," *Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 13, pp. 1293–1297, 1970.
[30] K. C. Chung, J. W. Sheffield, and H. . Sauer, "Thermal constriction resistance of phase-mixed metallic coatings," *Journal of Heat Transfer*, vol. 114, pp. 811–818, 1992.
[31] M. R. Sridhar and M. M. Yovanovich, "Elastoplastic contact conductance model for isotropic conforming rough surfaces and comparison with experiments," *Journal of Heat Transfer*, vol. 118, pp. 3–9, 1996.
[32] B. B. Mikic, "Thermal contact conductance, theoretical considerations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 17, pp. 205–214, 1974.
[33] L. S. Fletcher, "Recent developments incontact conductance heat transfer," *Journal of Heat Transfer*, vol. 110, pp. 1059–1069, 1988.
[34] L. S. Fletcher, "A review of thermal enhancement techniques for electronic systems," *Intersociety Conference on Thermal Phenomena*, pp. 136–148, 1990.
[35] A. L. Peterson, "Silicones with improved thermal conductivity for thermal management in electronic packaging," *Proceedings of the 40th Electronic Components and Technology Conference*, Las Vegas, 1990.
[36] L. . Yeh, "Review of heat transfer technologies in electronic equipment," *Journal of Electronic Packaging*, vol. 117, pp. 333–339, 1995.
[37] B. Snaith, W. O'callaghan, and S. D. Probert, "Interstitial materials for controlling thermal conductances across pressed metallic contacts," *Applied Energy*, vol. 16, pp. 175–191, 1993.
[38] B. B. Mikic and G. Carnasciali, "The effect of thermal conductivity of plating material on thermal contact resistance," *Journal of Heat Transfer*, vol. 114, pp. 811–818, 1992.
[39] A. H. Howard, J. M. Ochterbeck, and G. P. Peterson, "Effects of metallic vapor deposition process and the overall coating thickness on thermal contact conductance," *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, pp. 828–834, 1995.
[40] K. C. Kang, G. P. Peterson, and L. S. Fletcher, "Effect of metallic coating on the thermal contact conductance of turned surfaces," *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 864–871, 1990.
[41] M. A. Lambert, "Experiment thermal contact conductance of electronic modules," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 11, no. 2, pp. 146–151, 1997.
[42] S. S. Burde, "Thermal Contact Resistance Between Smooth Spheres and Rough Flats," University of Waterloo, Dept. of Mech. Eng., Waterloo, Canada, 1977.

[43] A. M. Clausing and B. T. Chao, "Thermal contact resistance in a vacuum environment," University of Illinois, Tech. Rep., 1963.
[44] Boer and Schröder, "Temperature in the die-billet zone in forging," *Annals of the CIRP*, vol. 30, pp. 153–157, 1981.
[45] J. V. Beck, "Determination of optimum, transient experiments for thermal contact conductance," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 12, pp. 621–633, 1968.
[46] M. Raynaud and J. Bransier, "A new finite-difference method for the nonlinear inverse heat conduction problem," *Numerical Heat Transfer*, vol. 9, no. 1, pp. 27–42, 1986.
[47] A.-S. Boutonnet, "Etude de la résistance thermique de contact à l'interface de solides déformables en frottement : Application aux procedes de forgeage," Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, 1998.
[48] Raynaud, "Le problème inverse de conduction de la chaleur," *Technique de l'ingénieur*, vol. B1 I, no. BE 8265, pp. 1–17, 1997.
[49] H. Hertz, "On the contact of elastic bodies," *Journal fur die reine und angewandie Mathematic (in German)*, vol. 92, pp. 156–171, 1881.
[50] H. Ishigaki and I. Kawaguchi, "A simple estimation of the elastic-plastic deformation of contacting asperities," *Wear*, vol. 51, pp. 157–164, 1979.
[51] Da Silva Botelho Tony, "Contribution à l'étude du comportement élastoplastique de surfaces métalliques rugueuses revêtues d'un métal de faible dureté," Université de Poitiers, Poitiers, 2004.
[52] M. Bahrami, "Modeling of Thermal Joint Resistance for Sphere-Flat Contacts in a Vacuum," University of Waterloo, Dept. of Mech. Eng., Waterloo, Ontario, Canada, 2004.
[53] J. A. Greenwood and J. H. Tripp, "The contact of two nominally flat rough surfaces," *Proc. Inst. Mech. Engrs*, vol. 185, pp. 48–71, 1971.
[54] W. R. Chang, I. Etsion, and D. B. Bogy, "An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces," *ASME Journal of Tribology*, vol. 109, pp. 257–263, 1987.
[55] C. Hardy, C. N. Baronet, and G. V. Tordion, "Elastoplastic indentation of a half-space by a rigid sphere," *Journal of Numerical Methods in Engineering*, vol. 3, pp. 451–459, 1971.
[56] K. L. Johnson, *Contact Mechanics*. Cambridge, UK, 1985.
[57] J. A. Whitehouse and A. F. Archard, "the properties of random surfaces of significance in their contact," *Proc of Royal Society of London*, no. A316, pp. 97–121, 1970.
[58] P. R. Nayak, "Random process model of rough surfaces," *ASME Journal of Lubrification Technology*, vol. 93, pp. 398–407, 1971.
[59] P. R. Nayak, "Random process model of rough surfaces in plastic contact," *Wear*, vol. 26, pp. 305–333, 1973.
[60] P. R. Nayak, "Some aspects of roughness measurement," *Wear*, vol. 26, pp. 165–174, 1973.
[61] R. A. Onions and A. F. Archard, "The contact of surfaces having a random structure," *Journal of Physics D.*, vol. 6, pp. 289–304, 1973.
[62] A. W. Bush, R. D. Gibson, and T. R. Thomas, "The elastic contact of a rough surface," *Wear*, vol. 35, no. 1, pp. 87–111, 1975.
[63] J. I. McCool, "Comparison of rough surfaces," *Wear*, vol. 107, pp. 37–60, 1986.
[64] I. A. Polonski and L. M. Keer, "Fast Methods for solving rough contact problems : a comparative study," *ASME Journal of Tribology*, vol. 122, pp. 36–41, 2000.
[65] T. Hisakado, "Effect of surface roughness on contact between solid surfaces," *Wear*, vol. 30, pp. 217–234, 1974.

[66] J. Pullen and B. P. Williamson, "On the plastic contact of rough surfaces," *Proc of Royal Society of London*, vol. A327, pp. 159–173, 1972.
[67] H. A. Francis, "Application of spherical indentation mechanics to reversible and irreversible contact between rough surfaces," *Wear*, vol. 45, pp. 221–269, 1977.
[68] F. P. Bowden and D. Tabor, *Friction and Lubrification of Solids*, London. UK, 1951.
[69] R. Holm, *Electrical Contacts 3rd Ed*. Berlin: 1958.
[70] M. G. Cooper, B. B. Mikic, and M. M. Yovanovich, "Thermal contact conductance," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 12, pp. 279–300, 1969.
[71] M. M. Yovanovich, "Thermal constriction resistance of contacts on a half-space : Integral formulation," *AIAA Progress in Astronautics ans Aeronautics, Radiative and Thermal Control*, vol. 49, pp. 397–418, 1976.
[72] K. Nishino, S. Yamashita, and K. Torii, "Thermal contact conduction under low applied load in a vacuum environment," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 10, pp. 258–271, 1995.
[73] M. A. Lambert and L. S. Fletcher, "Thermal contact conductance of spherical rough metals," *Journal of Heat Transfer*, vol. 119, no. 4, pp. 684–690, 1997.
[74] H. Y. Wong, "Fundamental studies of the thermal conductance of metallic contacts," *Proceedings of the 8th Conference on Thermal Conductivity*, New York, pp. 495–511, 1968.
[75] H. S. Carslaw and J. C. Jaeger, *Conduction of Heat in Solids*, Oxford University Press. London UK, 1959.
[76] K. J. Negus, M. M. Yovanovich, and J. V. Beck, "On the nondimensionalization of constriction resistance for semi-infinite heat flux tubes," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 111, pp. 804–807, 1989.
[77] L. S. Roess, "Theory of spreading conductance," *Beacon Laboratories of Texas*, Beacon, 1950.
[78] B. B. Mikic and W. M. Rohsenow, "Thermal contact conductance," Cambridge, Massachusetts, NASA Contract No. NGR 22-009-065, 1966.
[79] N. laraqi, "Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction," *Rev. Gen. Therm*, vol. 34, no. 408, pp. 735–741, 1995.
[80] N. Laraqi, "Phénomène de constriction thermique dans les contacts glissants," *Int. J. Heat Mass Transfert*, vol. 39, no. 17, pp. 3717–3724, 1996.
[81] N. laraqi, "Température et résistance thermique de constriction dans les solides revêtus en contact glissant," *C. R. Acad. SCI*, Paris, 1997.
[82] N. laraqi, "Thermal constriction resistance of coated solids-static and sliding contacts," *Int. com. Heat Mass Transfer*, vol. 26, no. 3, pp. 299–309, 1999.
[83] N. laraqi and J. P. Bardon, "Influence de l'excentration des aspérités sur la résistance thermique de constriction statique ou glissante," *C. R. Acad. SCI*, Paris, pp. 547–552, 1998.
[84] P. Chantrenne and M. Raynaud, "Détermination numérique de la résistance thermique de contact entre deux solides en frottement sec à partir d'un modèle thermique microscopique," *Congrès annuel de la Société Française des Thermiciens*, Poitiers, p. 13, 1996.
[85] M. M. Yovanovich, "Thermal contact correlations," *Progress in Aeronautics and Aerodynamics : Spacecraft Rad. Trans. and Temp. Control*, Horton, pp. 83–95, 1982.
[86] F. Pennec, "Modélisation du contact Métal-Métal : Application aux Microcommutateurs MEMS RF," Université de Toulouse, Toulouse, 2009.
[87] D. M. Burmister, "The general theory of stresses and displacements in layered systems," *Journal of Applied Physics D.*, vol. 16, pp. 89–94, 1945.

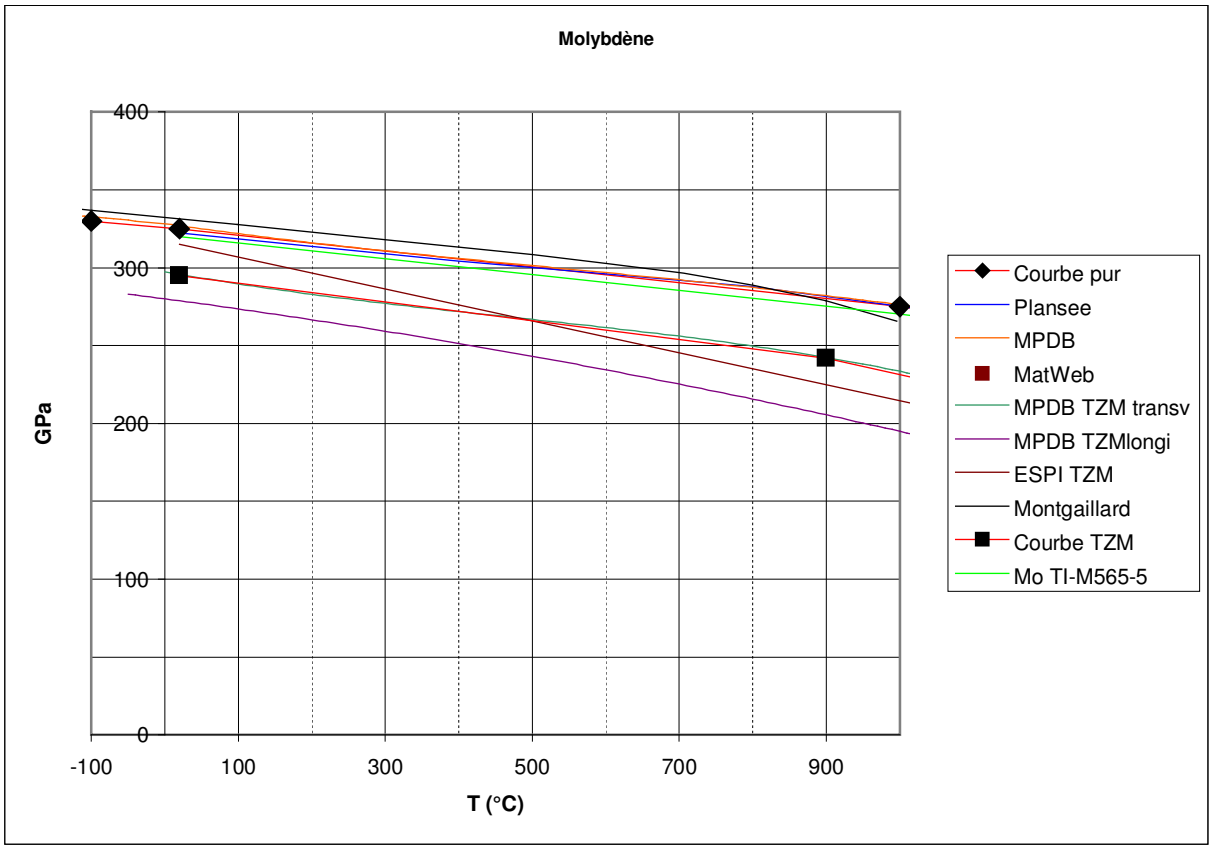
[88] W. T. Chen, “Computation of stresses and displacements in a layered elastic medium,” *International Journal of Engineering Science*, vol. 9, pp. 775–800, 1971.
[89] W. T. Chen and P. Engel, “Impact and contact stress analysis in multilayered media,” *ASME Journal of Solids Structures*, vol. 8, pp. 1257–1281, 1972.
[90] P. K. Gupta and J. A. Walonit, “Contact stresses between an elastic cylinder and a layered elastic solid,” *ASME Journal of Lubrification Technology*, pp. 250–257, 1974.
[91] R. B. King and T. C. O’Sullivan, “Sliding contact stresses in a two-dimensional layered elastic half-space,” *International Journal of Solids Structures*, vol. 23, pp. 581–597, 1987.
[92] T. C. O’Sullivan and R. B. King, “Sliding contact stress field due to a spherical indenter on a layered elastic half-space,” *ASME Journal of Tribology*, vol. 110, pp. 235–240, 1988.
[93] C. H. Kuo and L. M. Keer, “Contact stress analysis of a layered transversely isotropic half-space,” *ASME Journal of Tribology*, vol. 114, pp. 253–262, 1992.
[94] A. G. Tangena and G. A. M. Hurkx, “Calculations of mechanical stressesin electrical contact situations,” *IEEE Transaction Comp. Hybr. and Manuf. Tech.*, vol. CHMT-8, pp. 13–20, 1985.
[95] K. Komvopoulos, “Finite element analysis of a layered elastic solid in normal contact with a rigid surface,” *ASME Journal of Tribology*, vol. 110, pp. 477–484, 1988.
[96] K. Komvopoulos, “Elastic-plastic finite element analysis of indented layered media,” *ASME Journal of Tribology*, vol. 111, pp. 430–439, 1989.
[97] X. Kuo, “CVD Diamond rod and Its Applications in the High Power TWT,” University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 610054.
[98] J. A. Dayton, G. T. Mearini, H. Chen, and C. L. Kory, “Diamond-studded Helical Traveling Wave Tube,” *IEEE Transactions on Electon Devices*, vol. 52, no. 5, pp. 695–701, 2005.
[99] “Final report on Diamond technology study,” Department of the Navy Naval Electronics Systems Command, Waltham, Massachusetts 02154, Contract N° N00039-75-C-0451 PT-5413, 1979.
[100] The electron dynamics divison Hughes Airecraft Company, “Final report on diamond supported helix for millimeter wave,” 1978.
[101] C. T. Wang, *Applied elasticity*. New York: McGraw Hil Col, 1953.
[102] “Design of low loss Helix circuits for Interference Fitted and Brazed circuit,” Nasa Lewis Research Center, Cleveland, Ohio 44135, NAS3-21509 et NAS3-22441, 1983.
[103] R. Crivello and R. W. Grow, “Thermal analysis of PPM focused rod supported TWT helix structures,” *IEEE Transactions on Electon Devices*, vol. 35, no. 10, pp. 1701–1720, 1988.
[104] K. A. Norenberg, “953H Traveling-Wave Tube Diamond circuit mechanical analysis,” Hughues Aircraft Company, Electron Dunamics Division, NAS3-24897, 1988.
[105] Hughues Aircraft Company, Electron Dunamics Division, “High efficiency 20 GHz Traveling Wave Tube Development for space communication,” National Aeronautics and space administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio 44135, Nasa CR-187160, 1991.
[106] J. P. Calame and D. K. Abe, “Applications of advanced materials technologies to vacuum electronic devices,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 87, no. 5, pp. 845–847, 1999.
[107] Air Force office of Scientific Research, “Thermal structural reliability assessment of helix TWT interaction,” US Government, US.
[108] Y. Han, Y. Liu, Y. Ding, and P. Liu, “An evaluation of heat dissipation capability of slow wave structure,” *IEEE Transactions on Electon Devices*, vol. 54, no. 6, pp. 1562–1565, 2007.

[109] Y. Han, Y. Liu, Y. Ding, and P. Liu, "Thermal analysis of a helix TWT Slow wave Structure," *IEEE Transactions on Electon Devices*, vol. 55, no. 5, pp. 1269–1272, 2008.
[110] Y. Han, Y. Liu, Y. Ding, and P. Liu, "Reliability analysis of thermal conduction ofSWS assembled with different methods," *IEEE Trans. Devices and materials reliability*, vol. 9, no. 2, pp. 265–268, 2009.
[111] Y. Han, Y. Liu, Y. Ding, and P. Liu, "improvement of Heat Dissipation Capability of Slow-Wave Structure using two assembling methods," *IEEE Electron Device Letters*, vol. 29, no. 8, pp. 955–956, 2008.
[112] F. Andre and J. Hervier, "Essai de transmission pour 120W en bande K," Vélizy-Villacoublay, 5009T, 2008.
[113] M. K. Alaria, A. K. Sinha, and V. Srivastava, "Thermal analysis of coaxial coupler for a space helix TWT," *Indian Journal of Radio & Space Physics*, vol. 38, pp. 227–232, 2009.
[114] V. Srivastava and S. N. Joshi, "One-dimensional nonlinear model for helix TWTs," *J. Inst. Electron Telecommun Eng (India)*, vol. 6, no. 6, pp. 500–507, 2009.
[115] L. Yao, Z. Yang, Z. Huo, X. Zhu, and B. Li, "Simulation of thermal characteristis for helical slow wave circuit of TWT," The vacuum electronics national laboratory of china.
[116] F. Sterzer, "Improvement of Traveling_Wave Tube Efficiency Through Collector Potential Depression," *IRE Transactions on Electron Devices*, pp. 300–305, 1958.
[117] A. S. Gilmour, *Principles of Traveling Wave Tubes*, Artech House. Boston, 1994.
[118] T. Da Silva Botelho, R. Progri, G. Inglebert, and F. Robbe-Valloire, "Analytical and experimental elastoplastic spherical indentations of a layered half-space," vol. 40, pp. 771–779, 2008.
[119] T. Da Silva Botelho, R. Progri, G. Inglebert, and F. Robbe-Valloire, "Elastoplastic indentation of a layered half-space with an infinite-length cylinder," *Mechanics of Materials*, vol. 40, pp. 771–779, 2005.
[120] "NF EN ISO 6507-1." .

Annexes

Annexe 1 : Données matériaux

Les informations disponibles dans cette annexe ont été tirées de la littérature. Le graphique suivant est un exemple de comparaison pour identifier le module de Young du molybdène. Nous pouvons y voir une multitude de sources comme Plansee (un fournisseur de matière première), MPDB (un logiciel base de donnée), MatWeb (Base de données sur Internet) et Montgaillard (livre).



Ce type d'étude est effectuée pour chaque propriété des différents matériaux. Ces études nous ont amené à retenir les valeurs suivantes pour les différents matériaux utilisés.

Matériaux utilisés dans les lignes de transmissions

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
Moly pur	-100	330000	0,293	4,5	145	10200	
	20	325000		4,9	138		263
	800				108		
	1000	275000					
	1400	245000					
	1500			7,7	88		
	2000	160000					

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
CuC2	-100	120000	0,33	14,8	400	8900	340
	20	115000		16,7	390		385
	100			17,5			
	200			18,2			
	300	100000			376		420
	500	85000					
	550			20,3			
	700	70000			355		
	800	65000		22,7			
	1083				327		550

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
Inox Z2 CND 17-12	-100	204000	0,29	16,3	12,5	8000	410
	20	195000		17	15		490
	300	170000					
	500	153000					550
	650			20,6			
	700	137000					
	800	128000					
	900	120000					
	1000	110000			28		
	1200			23			700

Matériaux utilisés dans les collecteurs

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
BeO	-100	348000	0,205	3,8	400	2850	430
	20	345000		5,5	207		1020
	100				148		1350
	200				108		
	300			8	80		1700
	400						
	500	330000			45		
	700						1930
	800				20		
	1000	305000		11,5	35		

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
AlN	-100	310000	0,235	1,4	200	3300	450
	20	310000		3	157		710
	100				133		833
	200			4,7	110		954
	300				90		1022
	400			5,7			
	500				63		
	700						1100
	1000	290000		6,5	35		1250
	1500						

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
Al995	-100	400000	0,23	3,5	42	3900	400
	20	395000		5,7	29		750
	100				22,5		880
	200			7,4	17,5		1000
	300				14		
	400				11,5		1120
	600	370000		8,8	8		
	1000			9,6	5,5		1250
	1200	335000					
	1500			10,5	4,5		

Matériau	Température (°C)	E (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
Tungstène W	0	400,2	0,28		182,42	19300	129,457
	20	399,4		4,4	179,06		130,793
	50	398,2			174,34		132,412
	100	396,2			167,24		134,431
	150	394,2			160,95		135,930
	200	392,1			155,38		137,115
	250	390,0			150,43		138,102
	300	387,8			146,01		138,955
	350	385,6			142,05		139,717
	400	383,4			138,50		140,413
	450	381,1			135,31		141,061
	500	378,8			132,43		141,673
	550	376,4			129,82		142,258
	600	374,1			127,44		142,821
	650	371,6			125,29		143,367
	700	369,2			123,31		143,899
	750	366,7			121,51		144,421
	800	364,1			119,85		144,934
	850	361,6			118,33		145,439
	900	359,0			116,93		145,938
	950	356,3			115,63		146,432

	1000	353,6		5,19	114,43		146,921

Matériau	Température (°C)	E dir a (MPa)	ν	ρ_{el} (µOhm.cm)	λ dir a (W/m.K)	λ dir c (W/m.K)	ρ (Kg/m^3)	Cp (J/Kg.K)
APBN	20	20,4			60	2	1950 - 2220	1100
	100	20,4			60	2,3		
	200	20,4			60	2,4		
	300	20,4			60	2,5		
	400	20,4			60	2,6		

Annexe 2 : Détaille du modèle numérique sphère / Plan.

- Définition des paramètres de contact.

Le logiciel Ansys offre de multiples possibilités pour résoudre un problème de contact. Nous disposons de la méthode de pénalité, la méthode des multiplicateurs de Lagrange et la méthode du lagrangien augmenté.

Il existe trois points importants à surveiller pour faire converger un problème de contact, qui sont :

- Le contact en lui-même (Raideur, pénétration)
- La formulation des éléments afin d'éviter des éventuels blocages (Déformation plastique quasi incompressible).
- Le pas de temps (discrétisation du problème).

La constante de raideur de contact est l'un des paramètres les plus importants. Il affecte la précision des résultats et le temps de calcul. Une raideur trop faible facilite la convergence mais provoque des erreurs alors qu'au contraire une raideur trop élevée donne des résultats précis mais avec des temps de calcul considérables. Il existe une valeur limite au-delà de laquelle la précision n'augmente plus.

D'autres techniques et options ont été envisagées afin d'aider la convergence du contact entre les deux pièces. Nous pouvons soit :

- Coupler des nœuds à l'interface entre eux afin qu'ils aient le même déplacement selon la direction choisie. Ceci provoque des problèmes de retournement de mailles lorsqu'on a des grandes déformations car la tolérance de pénétration n'est pas possible en ce point de couplage.
- Introduire un ressort de faible raideur qui aide à la convergence.

L'autre paramètre est la pénétration de contact. Il faut introduire une valeur qui correspond à la valeur physique de tolérance.
Un autre point important est la formulation des éléments utilisés. Pour cette étude, nous utilisons les éléments Plane 182 avec l'option axisymétrique.
Les éléments formulés en déplacements dont la matrice de rigidité est intégrée de façon conventionnelle se révèlent parfois trop rigides dans certaines circonstances. Ce phénomène est appelé verrouillage ou ‘‘shear locking’’ (les déformations sont en général sous-estimées).

Les deux verrouillages possibles avec ces formulations conventionnelles sont :

- Le verrouillage en cisaillement ou ‘‘shear locking’’ qui se manifeste par une rigidité excessive en flexion avec une apparition des contraintes de cisaillement parasites.
- Le verrouillage en déformation volumique ou ‘‘volumetric locking’’

Différentes formulations permettent de limiter ou d'éliminer cet effet indésirable suivant la nature du problème traité.

Dans ce type de problèmes nous pouvons rencontrer des problèmes de verrouillage en cisaillement (shear locking)

- Géométrie et maillage

La géométrie nécessite un maillage très fin et progressif. (Figure 0-1 et 2)

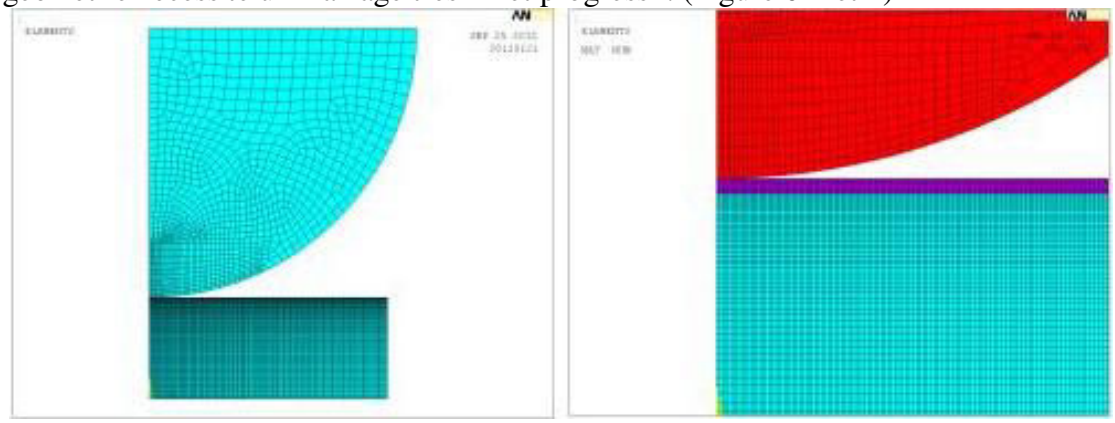


Figure 0-1 : Géométrie et maillage du contact sphère/plan revêtu

- Condition aux limites

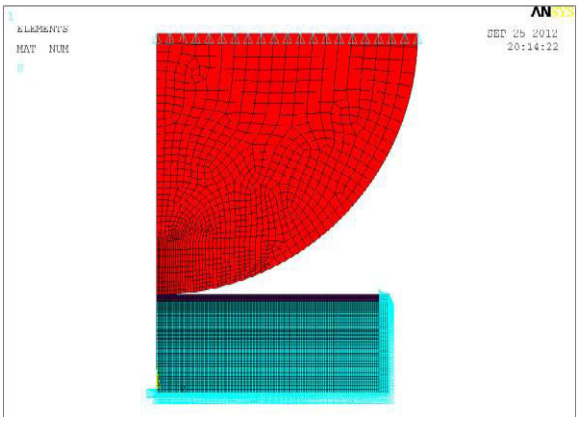


Figure 0-2 : Représentation du maillage utilisé pour le modèle numérique

- Matériaux utilisés (Tableau 49)

Température (°C)	CuC2	BeO	MolaO
	Module de Young (GPa)		
-100	120		
20	115	345	315
300	100		
500	85	330	
700	70		
800	65		
1000		305	
Coefficient de Poisson	0,33	0,26	0,355
Re à 20°C	110		440
Rm à 20°C	419		1140

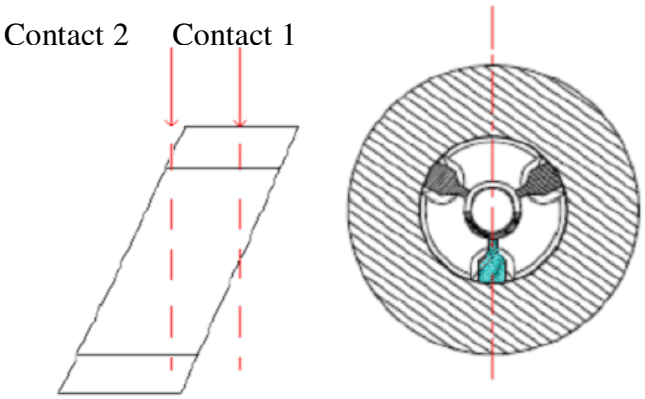
Tableau 49 : Données matériaux pour le calcul Ansys Sphère/Plan revêtu

Ce travail a pour but de déterminer la pression de contact dans les assemblages des TOPs. L'expérience a été réalisée avec des matériaux correspondant le plus possible aux éléments d'une ligne.

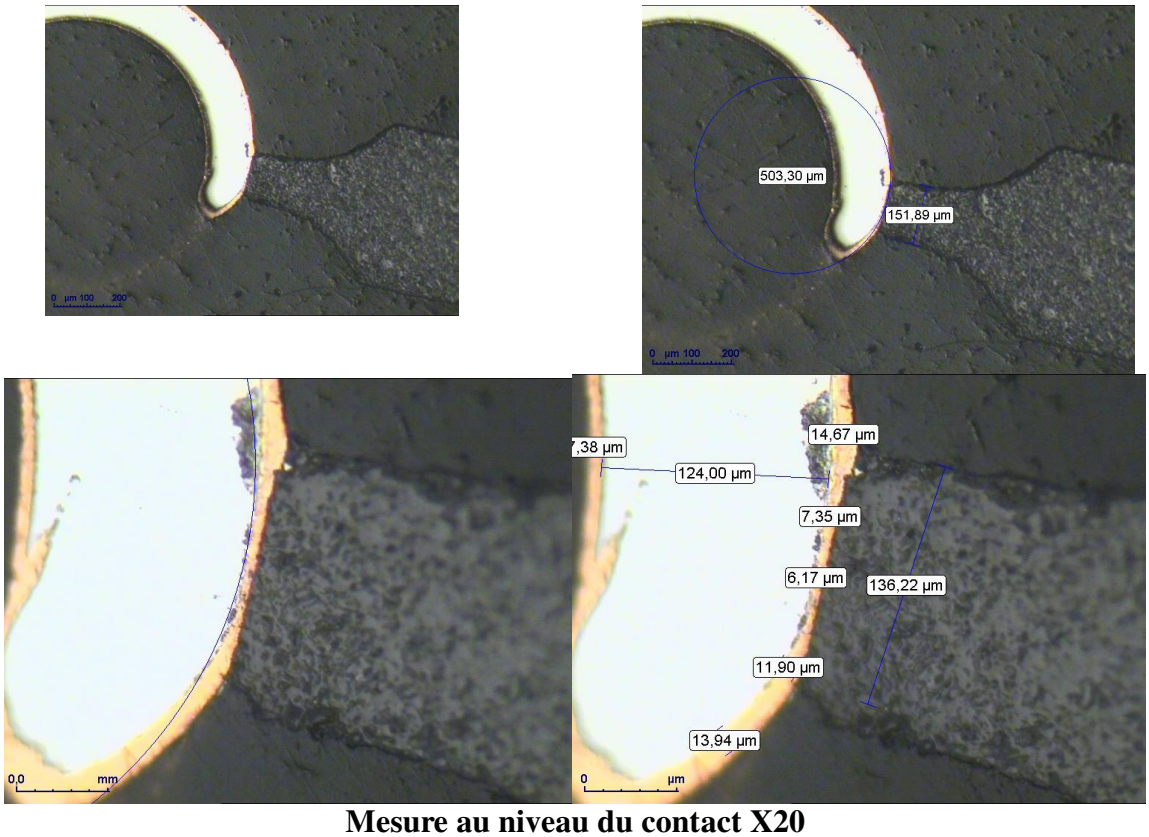
Annexe 3 : Coupe métallographiques du Tube n°1

L'objectif de ce mémo est d'évaluer avec précision la couche de cuivre écrasée au niveau du contact hélice montant. Pour cela un microscope muni d'une caméra ainsi que d'un logiciel d'exploitation ont été utilisés. Ces mesures sont effectuées à l'école supérieure de mécanique de Saint-Ouen. Le même dispositif est disponible à Ulm. Cette étude nous permet d'observer l'interface montant hélice dans les deux directions, elle nous permet également d'observer la couche de cuivre.
De plus, nous avons réalisé une vue d'ensemble afin de voir si l'hélice est déformée.

Cette coupe correspond à une coupe de type A. Cela signifie quelle est localisée sur le centre du contact pour le contact 1. Le second contact se trouve donc décalé.

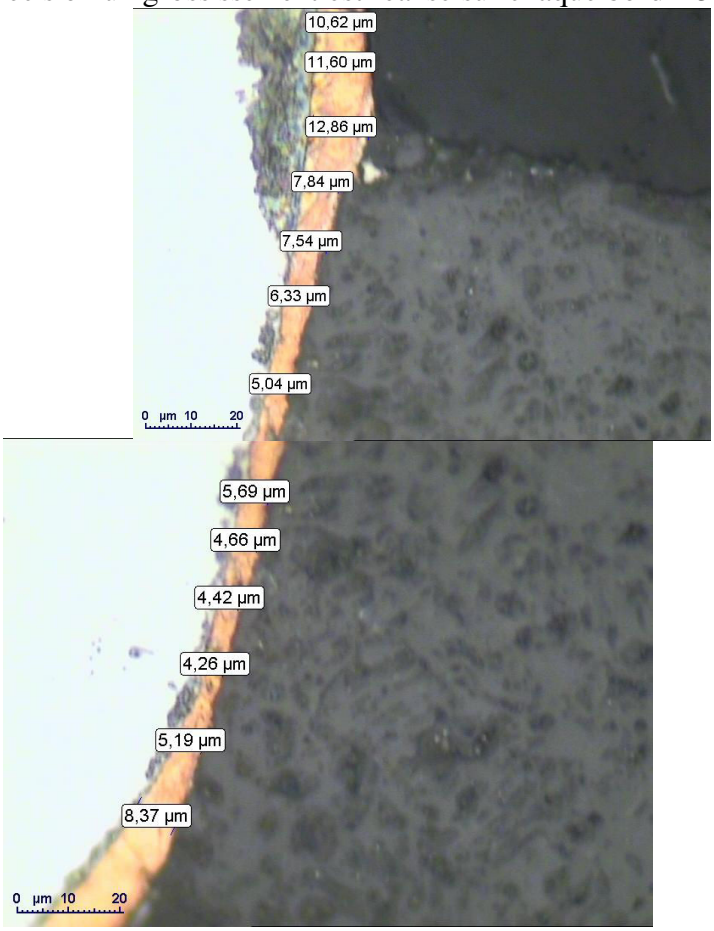


Contact 1 :

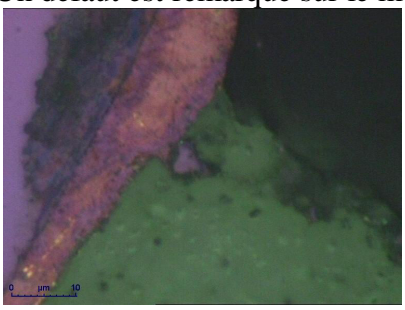


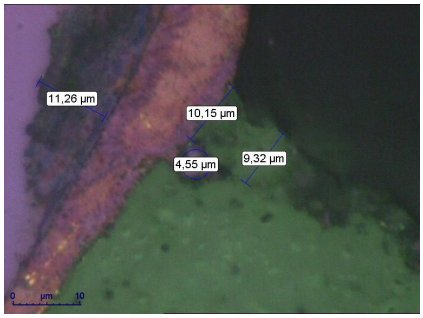
Mesure au niveau du contact X20

Pour plus de précision un grossissement est réalisé sur chaque bord X50

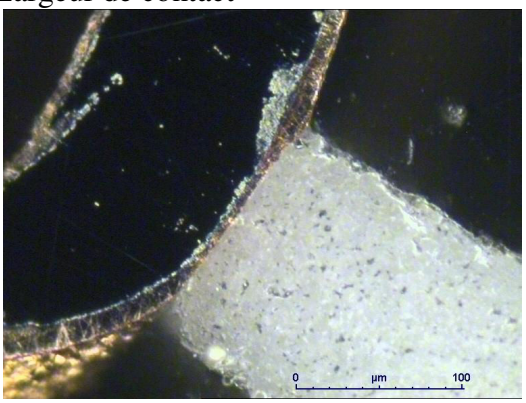


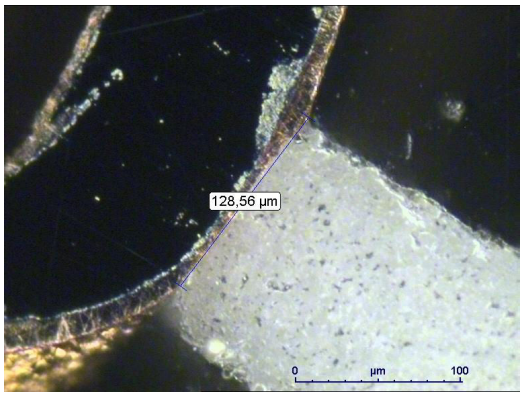
Un défaut est remarqué sur le montant.



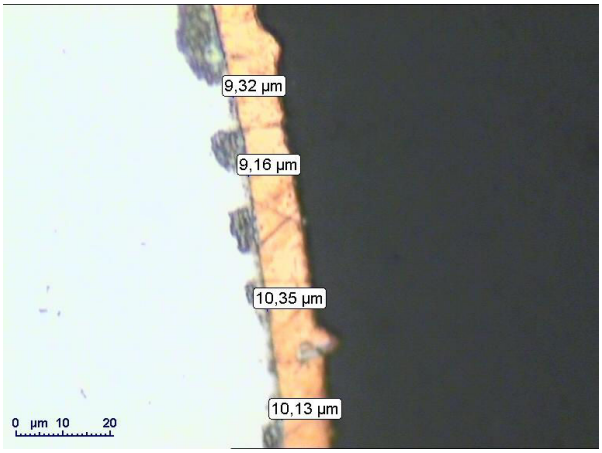


Largeur de contact





Epaisseur de cuivre hors contact.

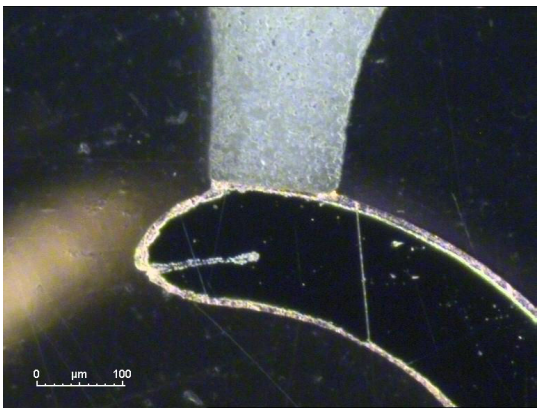


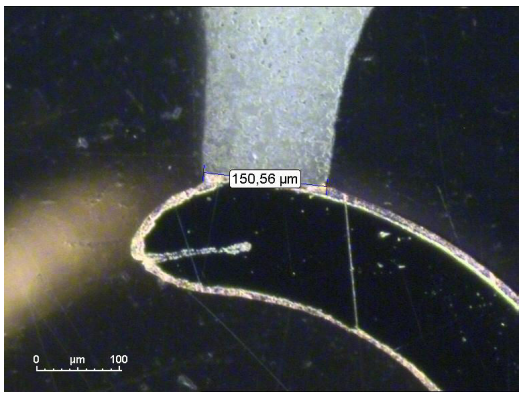
Conclusion :
Les traces sont présentes sur l'hélice à différent endroit ce qui laisse penser à de l'oxydation. De plus, nous voyons un défaut sur le montant ressemblant à une cassure.
Les mesures hors contact montrent que la couche de cuivre est d'environ 9,5 µm. Le cuivrage théorique était compris entre 6 et 8 µm Nous calculons le taux de déformation. (Taux def = (9 – ép de cuivre)/9))

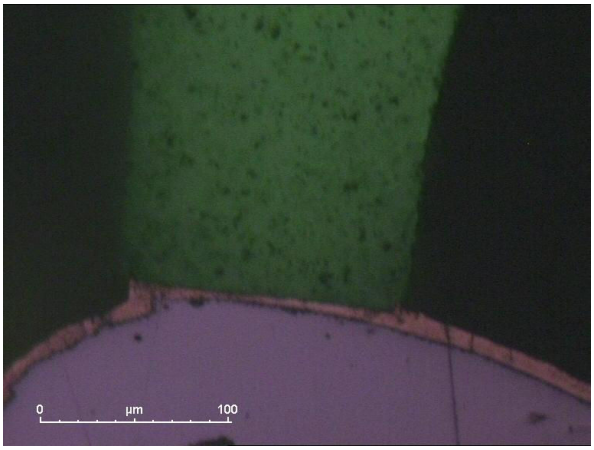
	épaisseur (µm)	taux de déformation
bord 1	7.84	12.89%
	7.54	16.22%
	6.33	29.67%
	5.69	36.78%
	5.04	44.00%
	4.66	48.22%
	4.42	50.89%
	4.26	52.67%
	5.19	42.33%
bord 2	8.37	7.00%

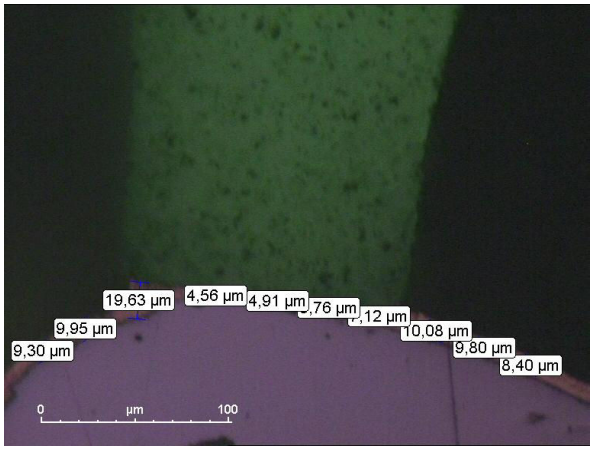
Nous avons une largeur de contact d'environ 0.13 mm.

Contact 2 :

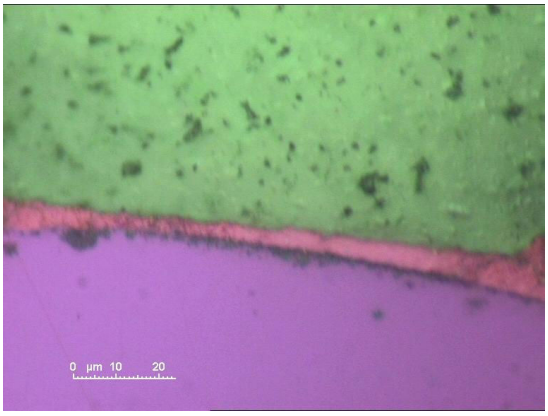


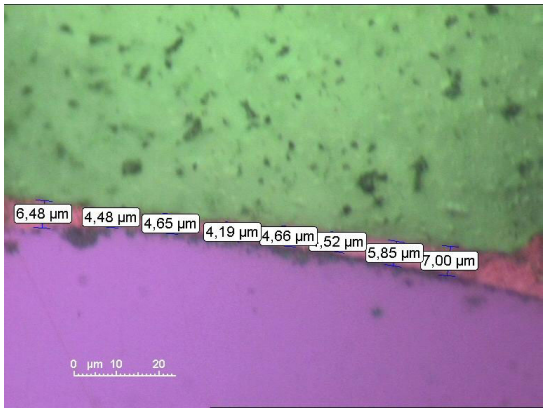


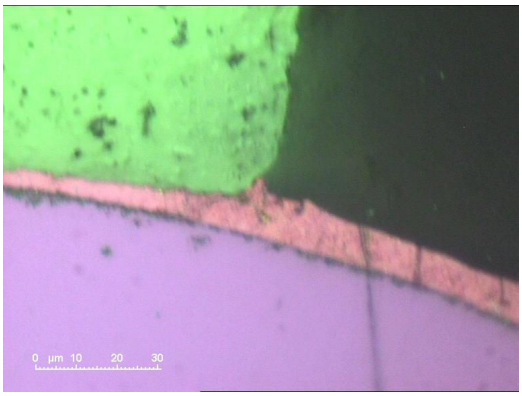

0 µm 100

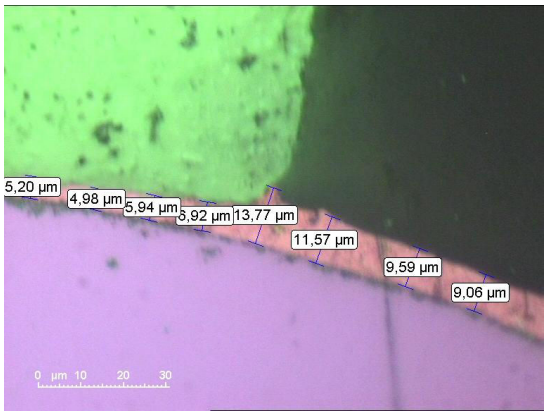

19,63 µm
4,56 µm
4,91 µm
9,95 µm
9,30 µm
10,08 µm
9,80 µm
8,40 µm
0 µm 100

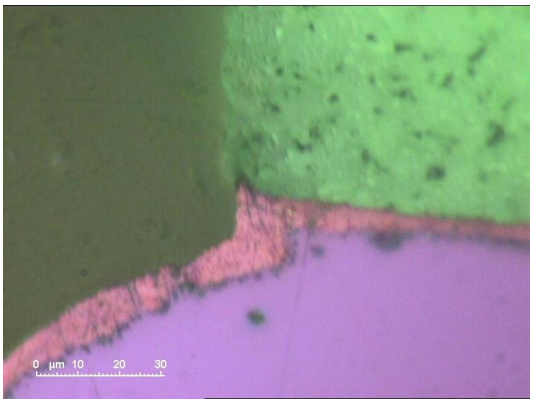
centre

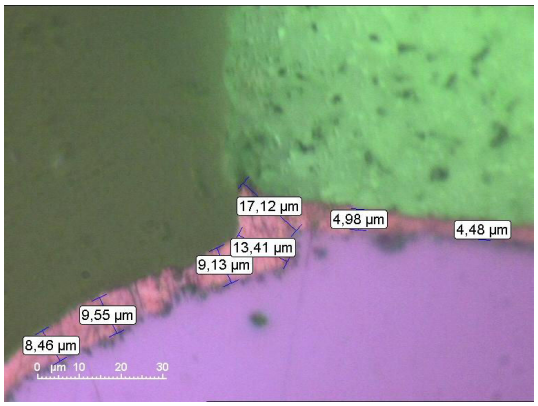

0 µm 10 20


6,48 µm
4,48 µm
4,65 µm
4,19 µm
4,66 µm
5,85 µm
7,00 µm
0 µm 10 20


0 µm 10 20 30


5,20 µm
4,98 µm
5,94 µm
5,92 µm
13,77 µm
11,57 µm
9,59 µm
9,06 µm
0 µm 10 20 30

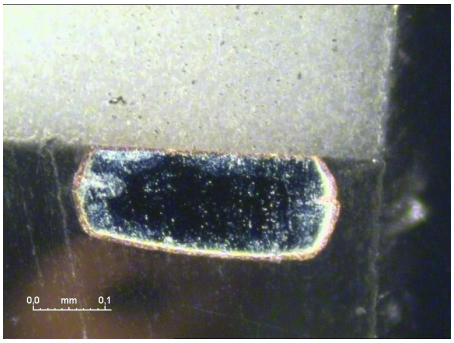
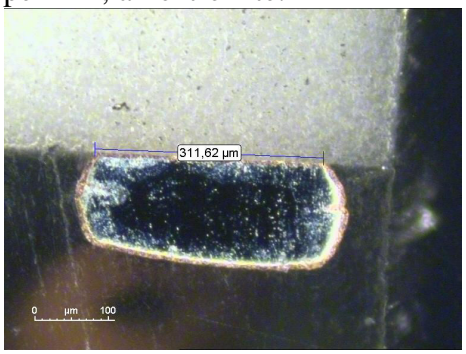

0 µm 10 20 30

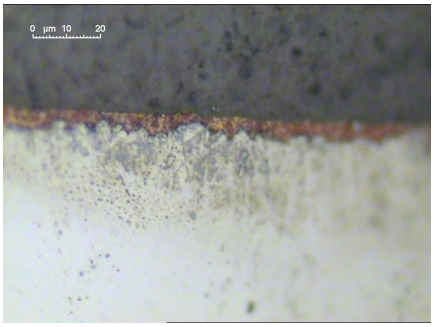

17,12 µm
4,98 µm
4,48 µm
13,41 µm
9,13 µm
9,55 µm
8,46 µm
0 µm 10 20 30

Nous pouvons voir, d'après ces photos que l'épaisseur au voisinage du contact augment. Cela est provoqué par le déplacement du cuivre. Si on regarde assez loin du contact, on remarque que l'épaisseur diminue.

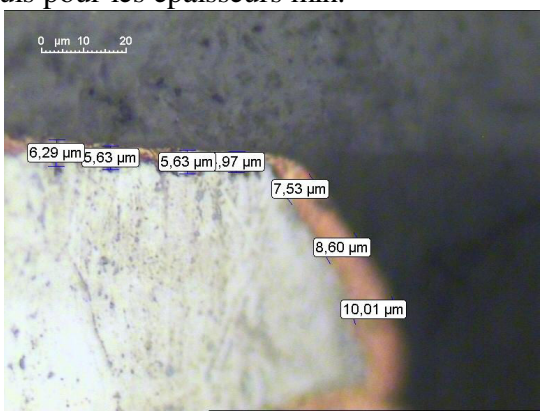
Coupe n 11 (longitudinal) :
Nous avons réalisés des mesures sur deux contacts bien distincts, pour voir si les géométries des contacts se répètent bien.

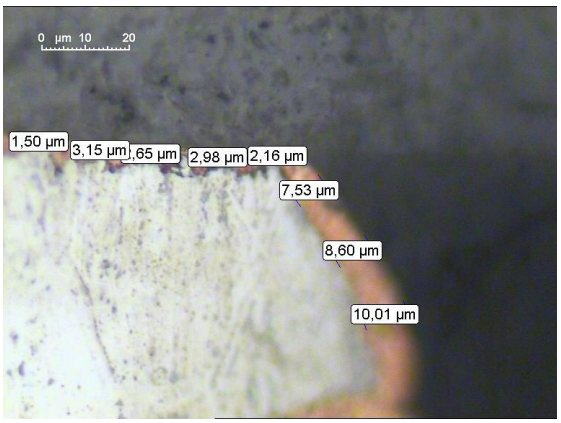
Contact 1 : Premier contact de la coupe n°11, à l'extrémité.



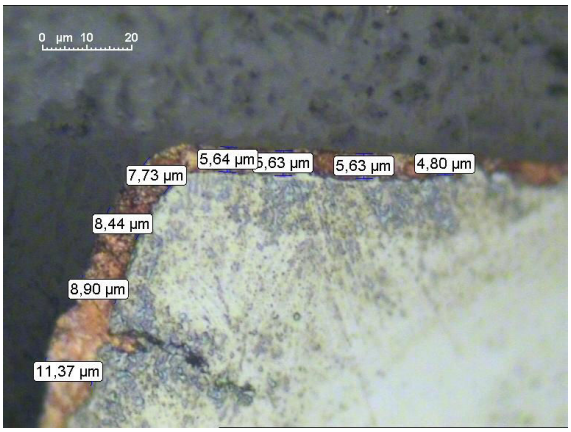
Nous remarquons des fortes aspérités sur l'état de surface de l'hélice, ce qui implique une déformation du cuivre très variable. Des mesures sont effectuées pour les épaisseurs max. puis pour les épaisseurs min.



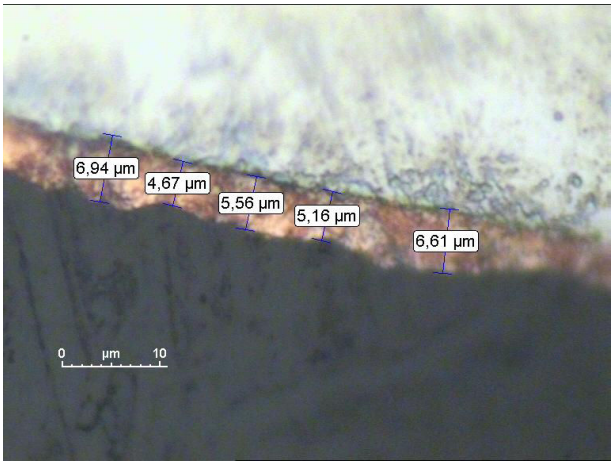


L'hélice est moins déformée de l'autre coté.

Rayon extérieur :

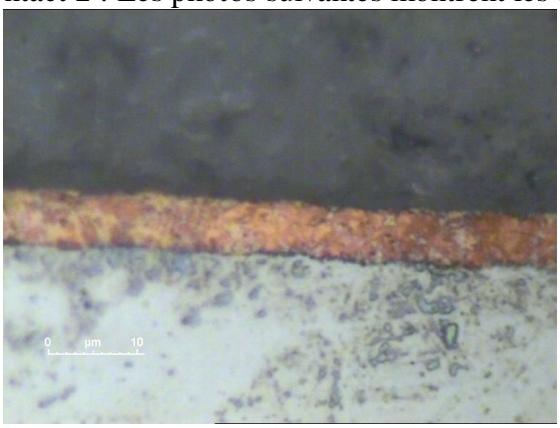



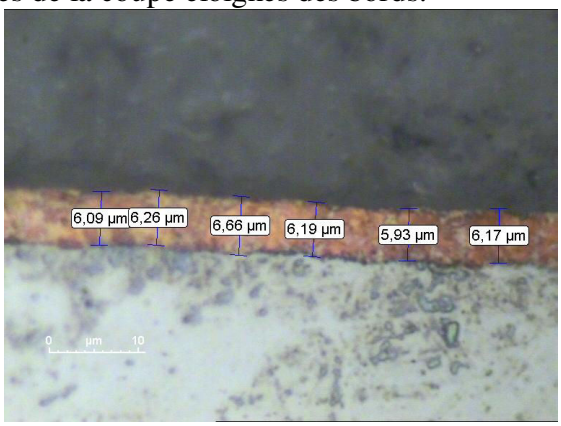
Rayon intérieur :



Nous constatons néanmoins une variation notable de l'épaisseur de cuivre d'environ 2 µm.

Contact 2 : Les photos suivantes montrent les cotés de la coupe éloignés des bords.



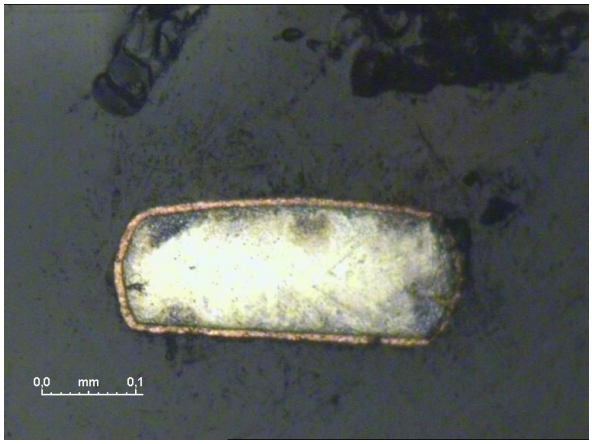


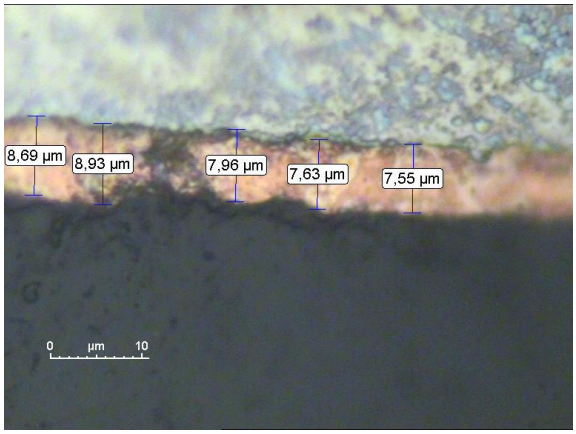
Nous pouvons voir que l'état de surface de l'hélice est beaucoup plus lisse que sur la photo précédente.

Revêtement en cuivre : Inspection de l'épaisseur du dépôt.

Pour faire l'inspection du dépôt électrolytique du cuivre, nous avons observé une section d'hélice éloignée des contacts (Disponible sur les coupes longitudinales de type C).

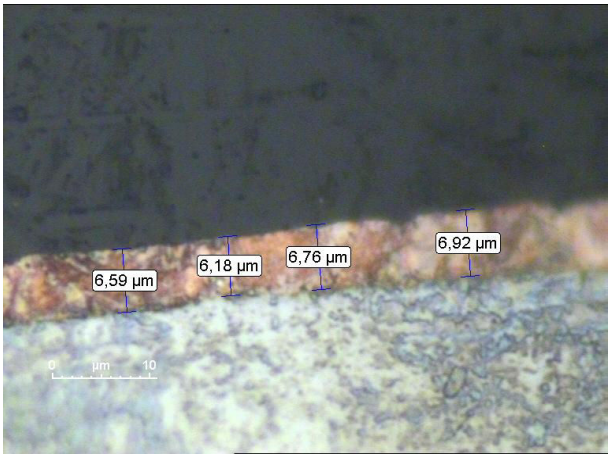
Contact 1 :

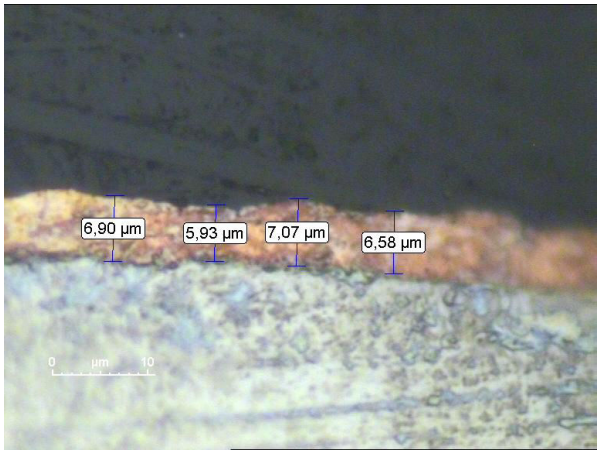


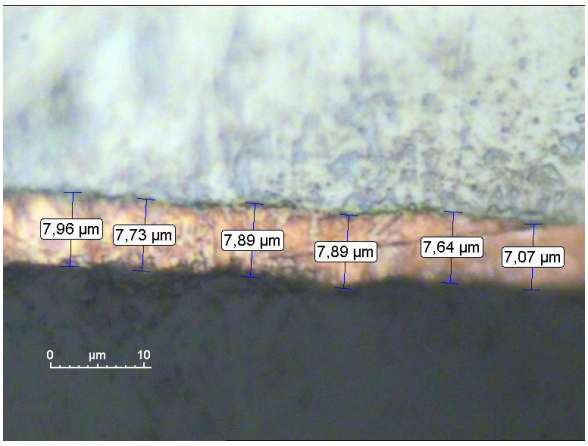


La variation est moins importante que dans le cas précèdent.

Contact 2



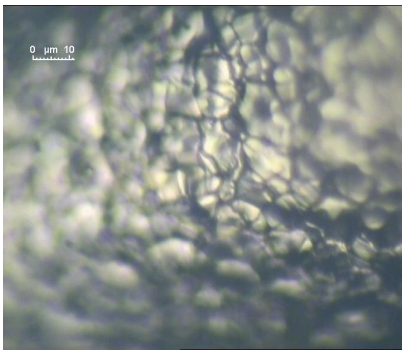


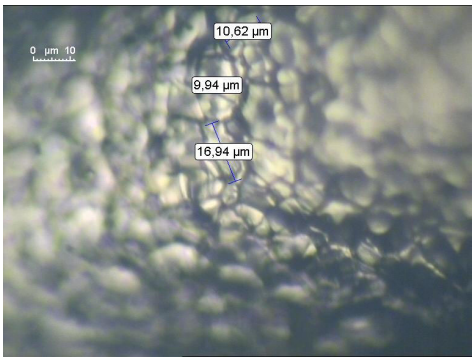


Nous remarquons une différence d'environ un micron entre le rayon extérieur et le rayon intérieur. Cela peut provenir de la manière de déposer le cuivre. Comme c'est l'épaisseur du rayon extérieur qui est supérieur, cela n'est pas un inconvénient.

Etat de surface :



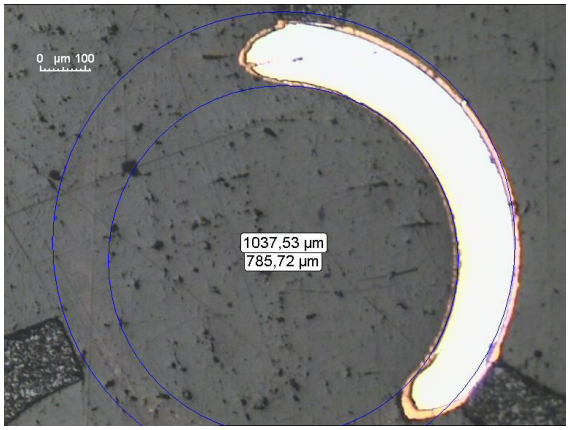




Grâce à ces photos, nous pouvons observer l'aspect granuleux du revêtement de cuivre. L'épaisseur du cuivre est d'environ 8 µm +/- 2 µm. La largeur des graines est du même ordre de grandeur, ce qui laisse supposer que l'épaisseur n'est constituée que d'un seul grain.

Déformation de l'hélice :



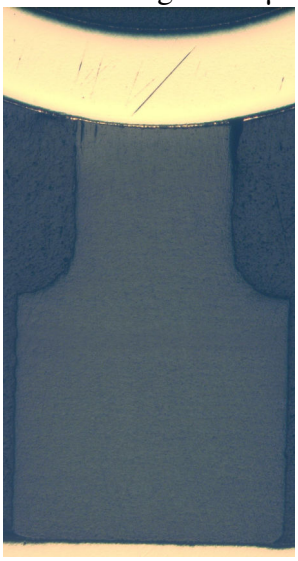


Ces photos nous permettent de constater que l'hélice ne subit pas de déformation plastique.

Annexe 4 : Coupe métallographiques du Tube n°3

Pour étudier les surfaces de contact, nous avons réalisé un tri-enquillage. Cela signifie que l'on a fretté trois lignes lors d'un même processus d'assemblage en faisant varier le serrage par l'intermédiaire des hauteurs de montants. Nous avons réalisé un serrage de 20 µm, 30 µm (nominal) et 40 µm.

- Serrage de 20µm :





Contact Hélice - Montant



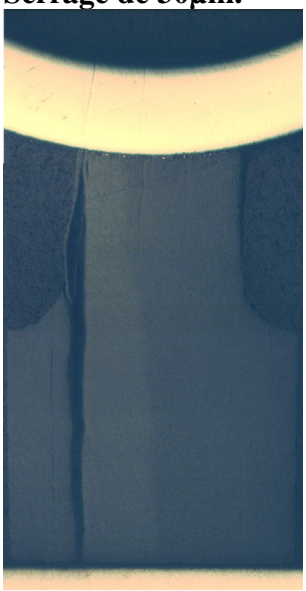
Vue d'ensemble

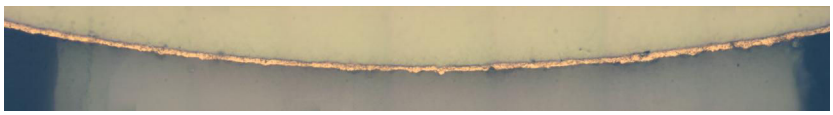
Contact Montant -Fourreau

Figure 0-3 : coupe pour le tube n°3 avec un serrage de 20 µm

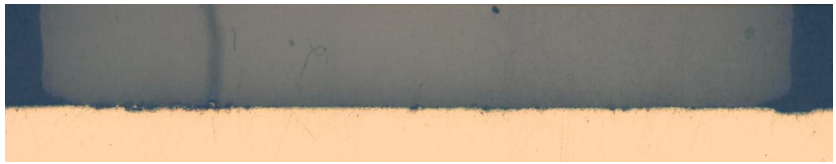
Nous remarquons un bon contact entre l'hélice et le montant. Le cuivre épouse bien la forme de l'interface. Le contact montant – fourreau est moins bon, nous remarquons la présence de « nids de poules » qui vient dégrader le contact.

Serrage de 30µm.





Contact Hélice - Montant



Vue d'ensemble

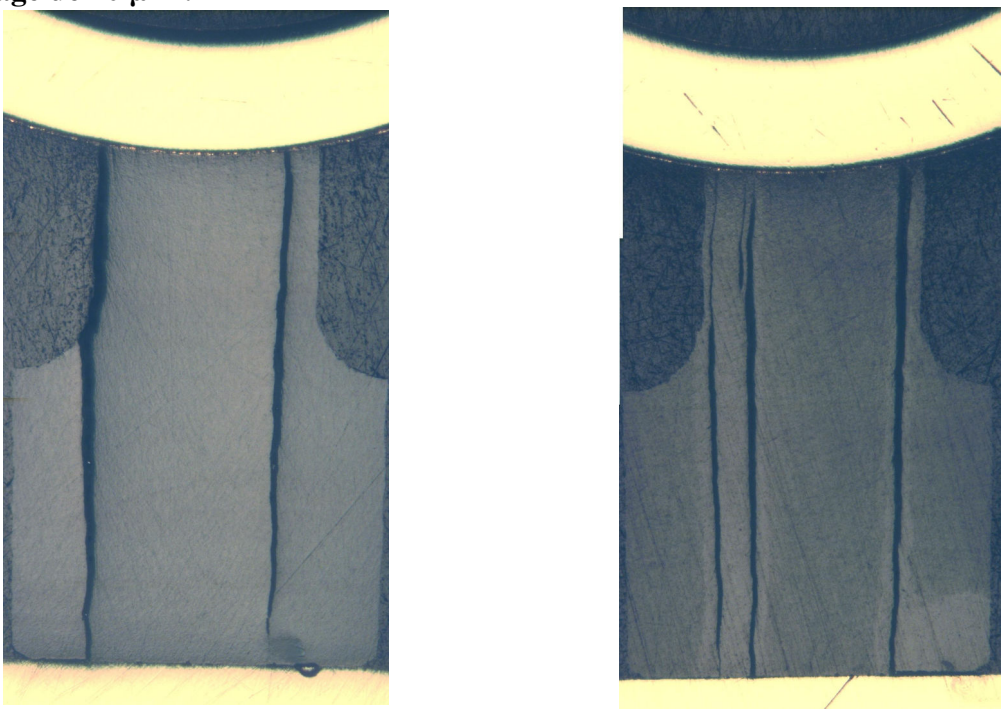
Contact Montant -Fourreau

Figure 0-4 : Coupe pour le tube n°3 avec un serrage de 30 µm

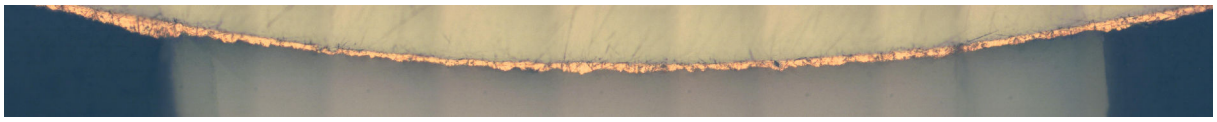
Nous remarquons un très bon contact entre l'hélice et le montant, avec une déformation du montant qui vient épouser la forme de l'hélice. Le problème est dans la structure du montant qui est composée de lamelle. Sur la Figure 0-4, nous voyons très clairement que le montant a bombé mais sans casser. Si nous enlevons la charge, le montant pourrait revenir à sa forme initiale.

Comme pour le serrage précédant, le contact montant – fourreau est moins bon, nous remarquons la présence de « nids de poules » qui vient dégrader le contact.

Serrage de 40 µm :



Vue d'ensemble



Contact Hélice - Montant



Contact Montant -Fourreau

Figure 0-5 : Coupe pour le tube n°3 avec un serrage de 40 µm

Nous remarquons un très bon contact entre l'hélice et le montant mais qui n'est pas continu, avec une cassure du montant. Le problème est dans la structure du montant qui est composée de lamelle. Sur la Figure 0-5, nous voyons très clairement que le montant a cassé à plusieurs endroits et qu'il ne touche plus par endroit.

Le contact montant – fourreau est moins bon que pour les précédents serrages. En effet, le montant a cassé par endroit et n'est plus du tout en contact.

Conclusion :

D'après cette étude, nous pouvons remarquer très clairement l'influence du serrage. Plus le serrage est important plus les montants se déforme. Dans cette configuration de tube, c'est le montant qui est le point limitant.

Dans tous les cas le contact hélice – montant est correct. Il faut limiter le serrage afin d'éviter un endommagement trop important des montants.

Annexe 5 : Etude numérique d'une ligne de transmission

Hélice : Dimensionnement sur le plan mécanique

Le but de cette étape est d'effectuer une analyse de la limite de l'hélice, afin de prévoir correctement les charges critiques de flambage. Le calcul de ce flambage est effectué en plasticité. Les pressions critiques sont ainsi déterminées numériquement à l'aide du code de calcul Ansys avec l'activation des fonctions grandes déformations et plasticité.
Nous devons définir le serrage maximal admissible par l'hélice. Les images de la Figure 0-6 présentent les résultats des simulations.

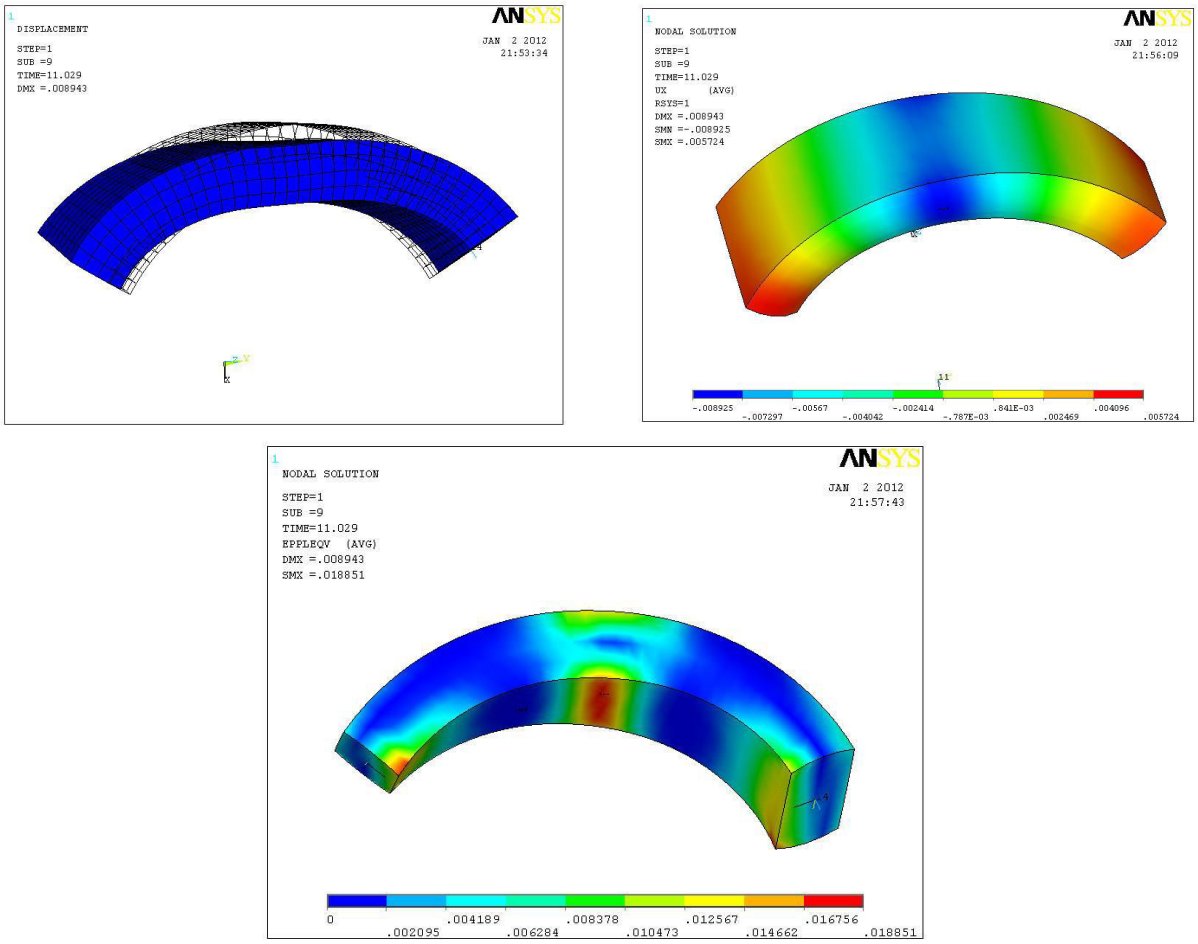


Figure 0-6 : Etude du flambage de l'hélice

Nous pouvons conclure que ce modèle en éléments finis 3D permet un dimensionnement mécanique de l'hélice en Molybdène dopée au lanthane. Nous pouvons ainsi déterminer le serrage maximal supporté par l'hélice.

Le tube n°1 utilise une hélice de 0,35 mm d'épaisseur. Cette étude, nous permet de dimensionner mécaniquement l'hélice en optimisant l'épaisseur. Avec unehélice de 0,40 mm d'épaisseur, nous avons une déformation de 8,3 µm avec une pression d'environ 500 MPa alors qu'une épaisseur de 0,29 mm permet une déformation radiale maximale de 9,5 µm pour une pression maximale de 280 MPa.

Ceci montre que l'hélice la moins épaisse se plastifie plus vite que la plus épaisse et permet une pression moins importante. Grâce à ce modèle, on peut avoir la limite à ne pas dépasser.

Ligne de transmission

Cette partie est très délicate dans sa réalisation car nous avons affaire à un problème fortement non-linéaire. Dans un premier temps, nous prenons une approche 2D du problème.

Etude de la ligne :
Un modèle 2D sous Ansys represantant le tube n°1 a été réalisé pour déterminer la pression de contact. Le modèle est composé d'une hélice cuivrée avec un montant et un fourreau. Le serrage est appliqué directement par le déplacement du fourreau. Cette méthode est approximative mais assez représentative.

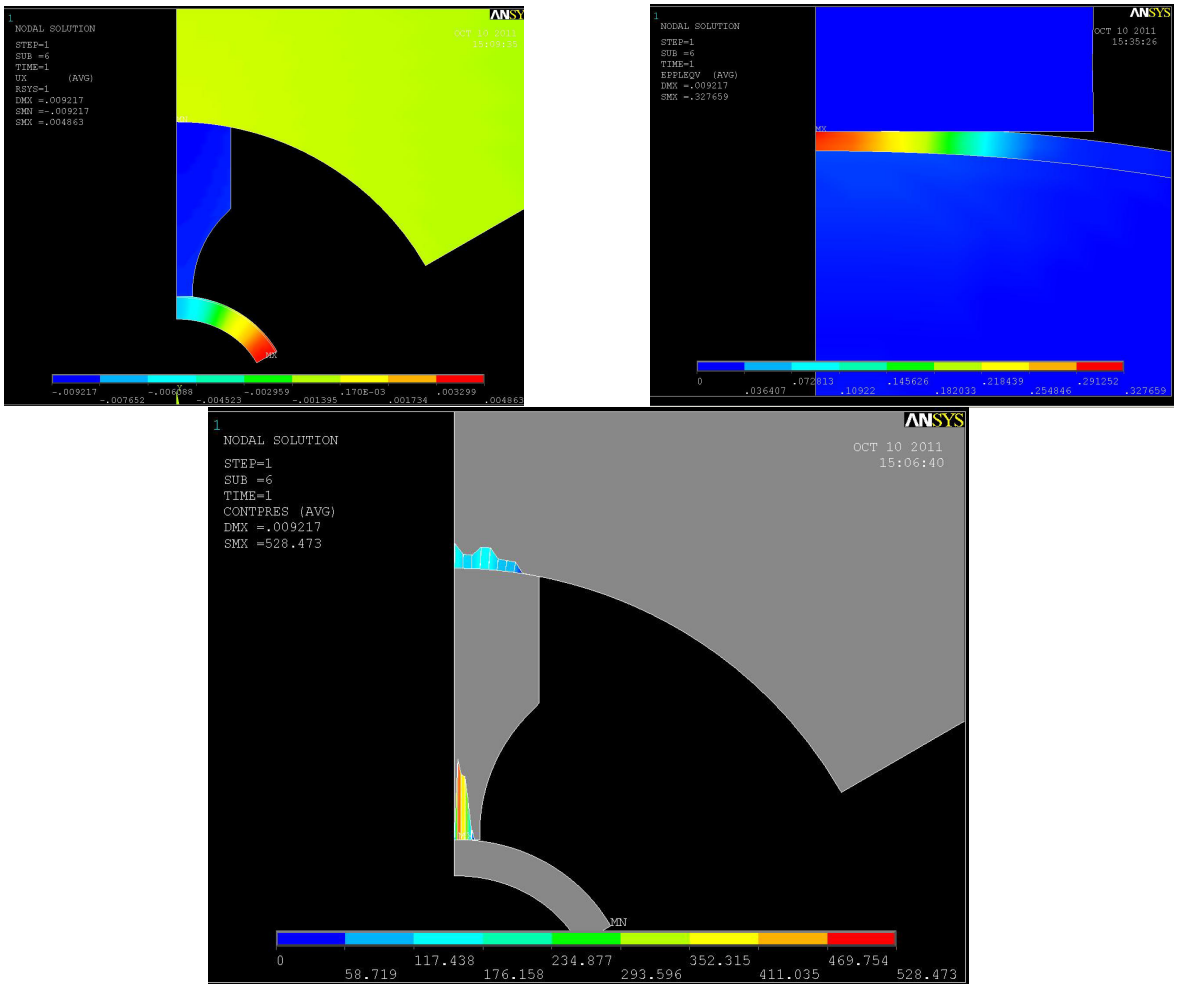


Figure 0-7 : Modèle 2D du frettage pour une température de 20°C

La Figure 0-7 montre les cartographies du frettage à température ambiante. Nous remarquons bien un contact qui se réalise sur environ 80% de la surface. La pression entre l'hélice et le montant est d'environ **300 MPa** mais elle n'est pas uniforme. Nous avons un maximum de 528 MPa et un minimum de 100 MPa. Le modèle analytique nous donnait une pression d'environ 660 MPa. Cette étude nous montre que l'on avait effectivement surévalué la pression avec la corrélation donnée dans la section précédente.

Les mesures de RTC nous montrent que celle-ci diminue très rapidement avec la pression. Donc avec une pression de 100MPa, la RTC est déjà relativement faible.

La pression de contact entre le montant et le fourreau est d'environ de **60 MPa**.

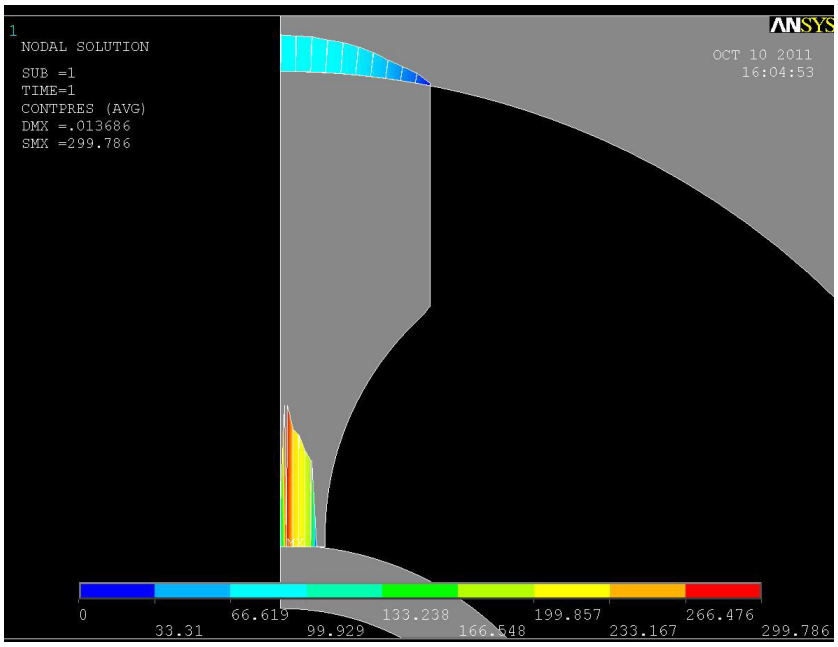


Figure 0-8 : Modèle 2D du frettage de ligne à 400°C

La Figure 0-8 montre le même calcul, mais avec une température d'environnement de 400°C (qui est la température de contact lors de l'assemblage) donne une pression moyenne de **250 MPa** avec une zone de contact légèrement plus grande. Le contact entre le montant et le fourreau se réalise sur 100% de la surface supérieure du montant. La pression est uniforme est d'environ 80 MPa.

Pour une meilleure représentation du problème, il est préférable d'effectuer la modélisation sur une géométrie 3D. Pour ce faire, on peut, soit émettre l'hypothèse que le fourreau est uniforme (Figure 0-9) et appliquer une dilatation trouvée en étudiant uniquement le fourreau, soit étudier une demi-entretoise et une demi Masse Polaire (Figure 0-10).

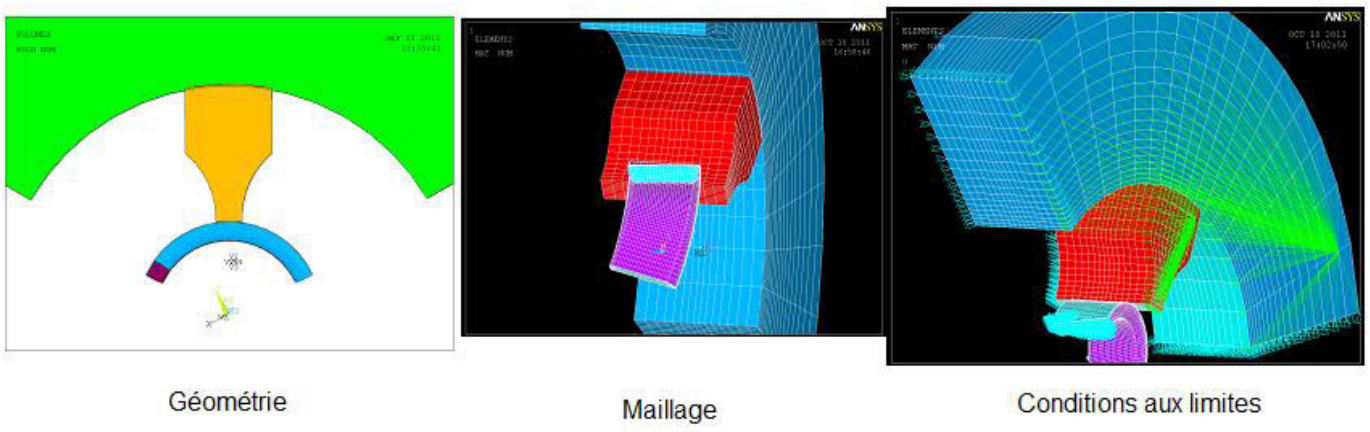


Figure 0-9 : Modèle 3D avec fourreau uniforme

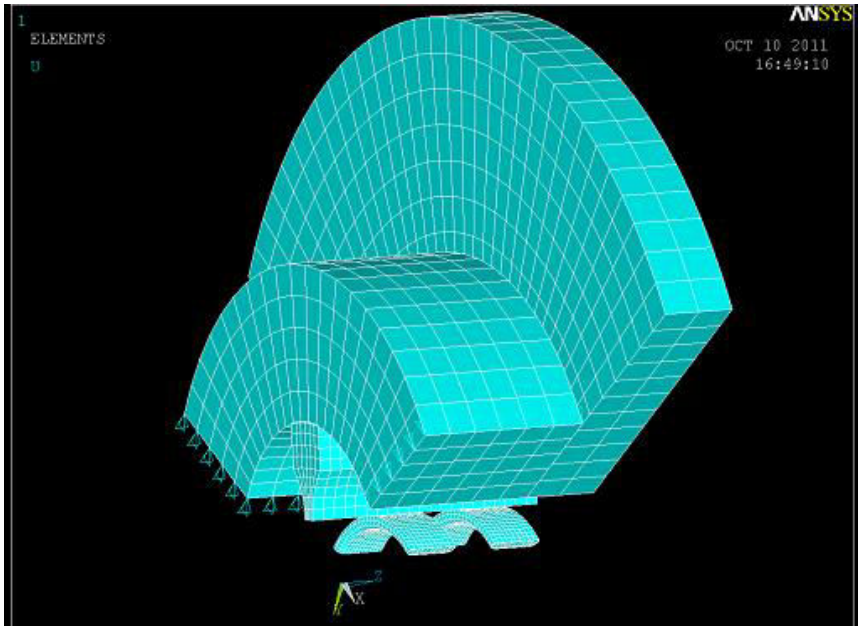


Figure 0-10 : Modélisation 3D réelle

Cette modélisation, intéressante, a demandé un temps conséquent pour sa réalisation. Elle n'a malheureusement pas pu aboutir à cause de grandes difficultés de convergence. Nous avons jugé utile de l'évoquer ici pour l'envisager comme perspective. Nous nous sommes donc contentés du modèle 2D qui donne déjà satisfaction.

Dans cette partie, nous avons cherché à identifier une surface de contact associé à une pression de contact pour les lignes de transmission.

Maintenant, nous allons nous intéresser aux collecteurs. Nous effectuerons la même démarche en cherchant les pressions de contact en fonction des surfaces de contacts.

Annexe 6 : Explication du modèle 2D d'un collecteur

Un modèle en élément finisn correspondant à l'étude est réalisé. Compte tenu des symétries possibles, nous étudions un demi-rondin. Cette étude est effectuée en deux dimensions de façon paramétrée par le code Ansys (en utilisant le langage Ansys Parametric Design Language: APDL).

L'étude d'un problème d'élasticité revient à supposer que la solution qu'on recherche ne varie pas dans une certaine direction (ici **z**). En d'autres termes, si on se place dans des plans *P* perpendiculaires à **z**, la solution reste inchangée. La forme du corps est donc nécessairement un cylindre de génératrices parallèles à **z** et de section droite de forme quelconque, mais constante dans les plans *P*. Le corps est donc défini par sa section droite et par la hauteur *h* du cylindre.

Il existe deux manières de poser un problème d'élasticité plane (càd 2D) :

Soit, on fait l'hypothèse des contraintes planes.

Soit, on fait l'hypothèse des déformations planes.

L'hypothèse des contraintes planes est surtout utilisée pour modéliser des corps élastiques plans et minces (plaques) chargés dans leurs plans. Dans ce cas, il est supposé qu'il y ait des contraintes hors du plan.

L'hypothèse des déformations planes est surtout utilisée pour les corps élastiques cylindriques longs dans la direction **z**, de section de forme quelconque mais constante suivant **z**. Ils sont chargés parallèlement au plan des sections et de la même manière dans toutes les sections. Dans ce cas, il existe des déformations hors du plan.

Nous utiliserons la déformation plane pour notre cas de figure car nous supposons avoir des cylindres. La mesure de l'allongement après frettage montre une déformation dans l'axe des z. De plus, un essai avec les contraintes planes montre que le calcul ne converge pas.

<u>Modèle géométrique</u>

Le modèle géométrique est complètement paramétré (Figure 0-11). Tous les éléments sont présents sur le modèle comme nous pouvons le voir sur la figure suivante :

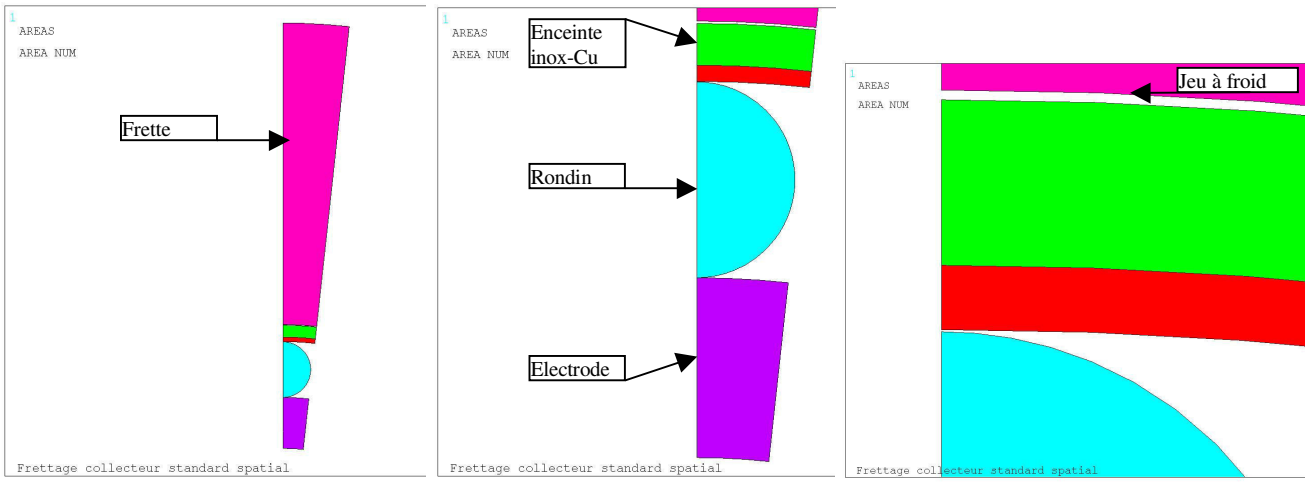


Figure 0-11 : Modèle numérique 2D d'un collecteur

Maillage

Pour effectuer le maillage, la géométrie a été découpée en plusieurs zones au niveau des contacts. Cette opération permet d'effectuer un maillage optimisé en raffinant au niveau des contacts. Les différentes parties sont modélisées en utilisant l'élément plane182 (Figure 0-12) qui est définie par 4 nœuds ayant deux degrés de libertés : translation dans les directions nodales x et y. L'élément plane183 (Figure 0-13) est également utilisé, il est défini par 8 nœuds avec des nœuds milieux. Cet élément permet une meilleure définition des lignes courbes. Il sera utilisé pour les parties qui seront assimilées aux ''Target''. Ce sont les éléments ''cible'' des contacts, ceci permettra une meilleure détection des contacts.

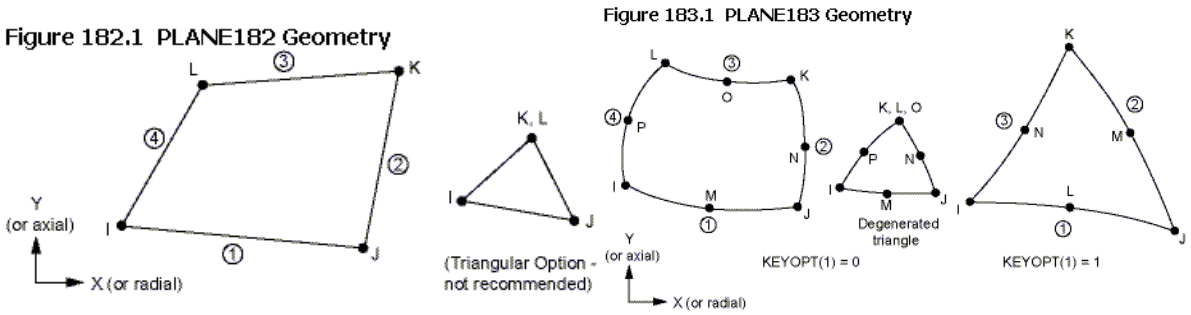


Figure 0-12 : Elément utilisé

L'option triangle n'est pas recommandée pour des études avec des déformations plastiques.

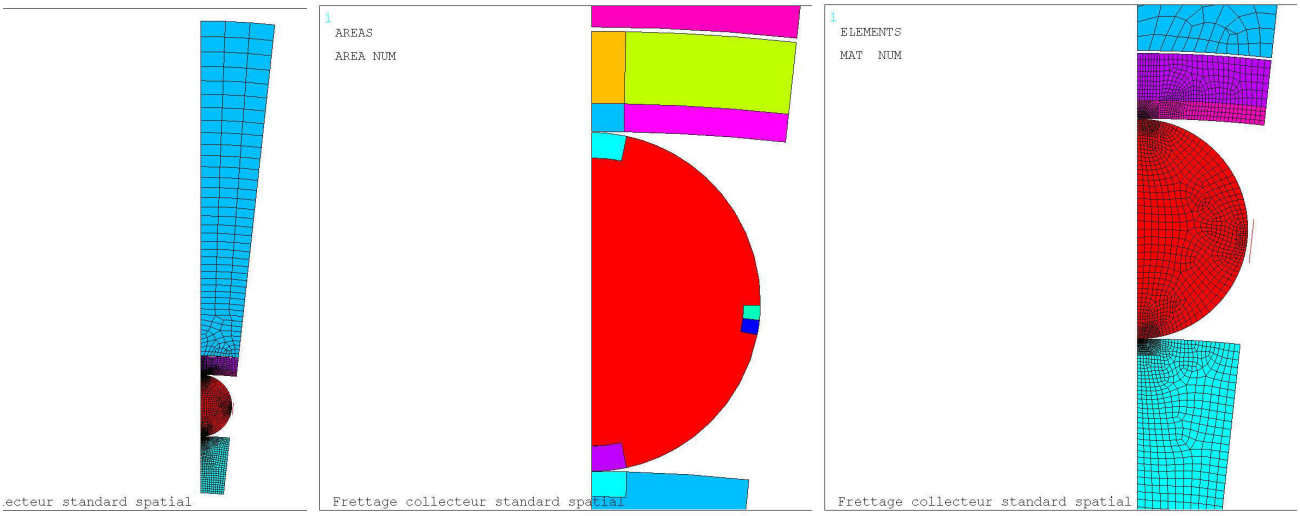


Figure 0-13 : Maillage 2D d'un collecteur

D'après la Figure 0-14, nous pouvons noter que le maillage est optimisé en raffinant les zones de contact. Cette opération nous permet d'avoir une meilleure précision.

Contact

Des contacts ont été introduits à plusieurs endroits : (i) entre l'électrode et le rondin, (ii) entre le rondin et l'enceinte, (iii) entre l'enceinte et la frette et (iv) entre le rondin et une ligne (Figure 0-15). Cette ligne représente le demi-espace avec l'autre rondin. Ceci permettra de simuler s'il y a un contact entre les rondins. Une zone de détection ''Pinball'' des contacts est appliquée pour assurer une meilleure convergence.

L'option pénétration initiale est choisie, nous mettons une tolérance de pénétration d'un micron.

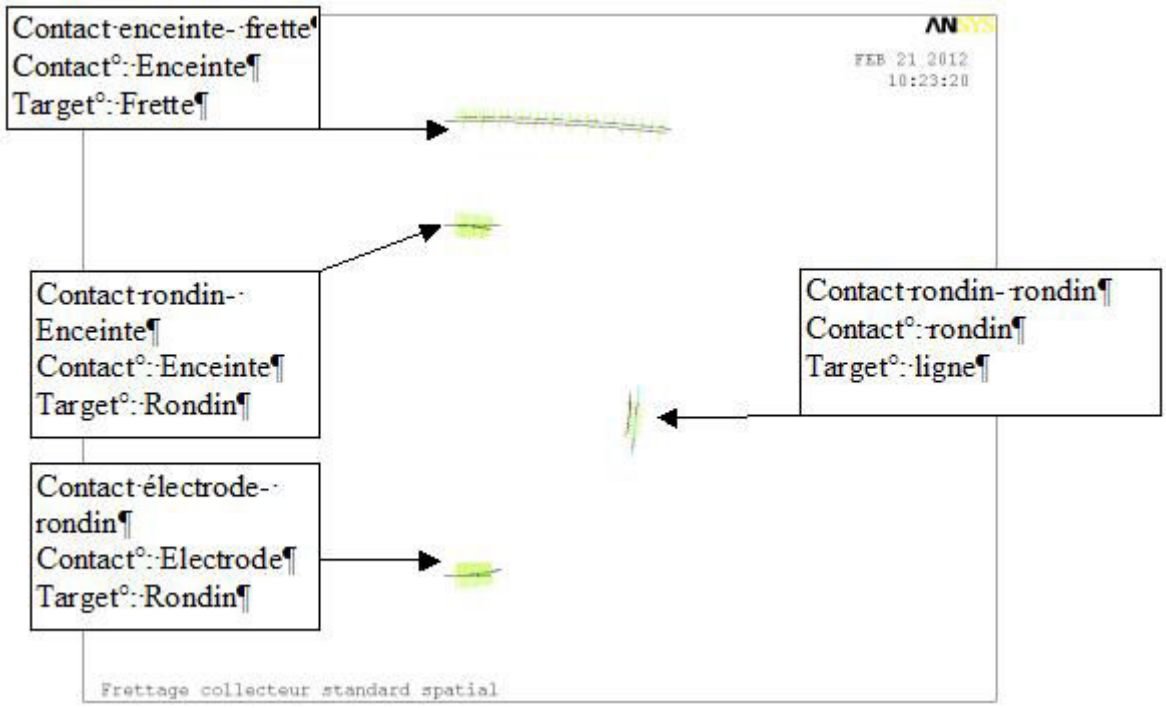


Figure 0-14 : Types de contacts

Conditions aux limites

Des conditions de blocages sont mises sur différentes lignes comme le montre la figure suivante :

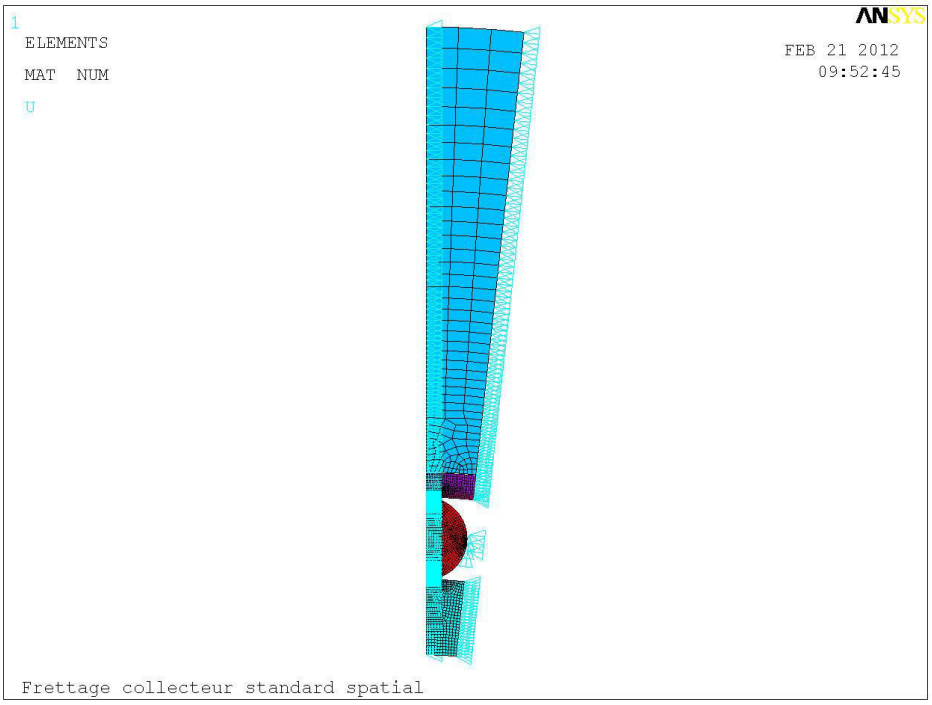


Figure 0-15 : Conditions aux limites

Nous bloquons les lignes qui correspondent à la symétrie comme nous le voyons sur la Figure 0-15.
De plus, nous annulons la dilatation thermique dans la direction z (hors du plan) afin de contraindre le modèle à se déformer axialement.

Annexe 7 : Modèle analytique

L'équation de la chaleur (loi de Fourier) est résolue afin d'obtenir une expression analytique de la résistance thermique des géométries étudiées. Nous utilisons la transformée cosinus finis car le problème est borné. Pour les géométries en 3D, nous appliquons une double transformée.

Transformée de Fourier cosinus finie : $\tilde{T} = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} T\cos\left(\frac{m\pi\theta}{\pi}\right)d\theta$ et $\tilde{T} = \frac{1}{p}\int_0^{p} T\cos\left(\frac{m\pi\cdot z}{p}\right)dz$

Hélice et Electrode

Les conditions aux limites sont :

- Flux imposé sur le rayon intérieur : $-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R_0} = q_0$

- Flux sortant sur la zone de contact entre l'hélice - le montant et isolé sur le reste du rayon.

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R_1} = \begin{cases} q_1 \left(0 \le \theta \le \alpha_1\right) \\ 0 \left(\alpha_1 \le \theta \le \alpha_0\right) \end{cases}$$

- Les cotés sont isolés : $\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_{\theta=0} = 0$; $\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_{\theta=\alpha_0} = 0$

La solution de l'équation est sous la forme :

$$\tilde{T}_0(r) = B_0 - \frac{q_0 R_0}{\lambda}\ln(r) \quad \text{et} \quad \tilde{T}_m = \frac{q_0 R_0 \alpha_0}{\lambda}\frac{\alpha_0}{\alpha_1}\frac{\sin\left(\frac{m\pi\alpha_1}{\alpha_0}\right)}{(m\pi)^2}\frac{\left(\frac{r}{R_0}\right)^{-\frac{m\pi}{\alpha_0}} + \left(\frac{r}{R_0}\right)^{\frac{m\pi}{\alpha_0}}}{\left(\frac{R_1}{R_0}\right)^{-\frac{m\pi}{\alpha_0}} - \left(\frac{R_1}{R_0}\right)^{\frac{m\pi}{\alpha_0}}}$$

$$T(r,\theta) = \tilde{T}_{m=0} + \tilde{T}_{m=1,2,3...\infty}$$

Les m sont les termes de la série de fourrier, plus le rapport $\alpha\ 1/\alpha\ 0$ sera petit, plus il faudra de terme à la série.
Les constantes sont trouvées avec les conditions aux limites.

Fourreau et Enceinte

Les conditions aux limites sont :

- Flux imposé sur le rayon intérieur : $-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R_0} = q_0$

- Flux sortant sur la zone de contact entre le montant - fourreau et isolé sur le reste du rayon.

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R_1} = \begin{cases} q_1 \left(0 \le \theta \le \alpha_1\right) \\ 0 \left(\alpha_1 \le \theta \le \alpha_0\right) \end{cases}$$

- Les cotés sont isolés : $\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_{\theta=0} = 0$; $\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_{\theta=\alpha_0} = 0$

La solution de l'équation est de la même forme que pour le cas précédent.
Les constantes sont trouvées avec les conditions aux limites.

Montant

Conditions aux limites :

- Flux imposé q2 sur une portion ($\alpha 2$) du rayon R2 et q3 sur tout le rayon extérieur R3

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R_1'} = \begin{cases} q_1 & (0 \le \theta \le \alpha_2, 0 \le z \le d_2) \\ 0 & (ailleurs) \end{cases},$$

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=R_2'} = \begin{cases} q_2 & (0 \le \theta \le \alpha_3', 0 \le z \le a_2) \\ 0 & (ailleurs) \end{cases}$$

- Surfaces adiabatiques $\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_{\theta=\grave{a}} = 0,\ \left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_{\theta=\alpha_0} = 0, \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=0} = 0,\ \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=a_2} = 0$

La solution de l'équation est sous la forme :
Nous pouvons dénombrer 4 cas différents récapitulés dans le tableau suivant :

Nous avons signalé par un 1 lorsque le terme est différent de 0 et par 0 lorsqu'il est égal à 0.

Cas	**ν** (ou m)	**γ** (ou n)	**Modèle**	**Forme de la solution**
1	1	1	3D	$\tilde{\tilde{T}}(r) = AI(m,nr) + BK(m,nr)$
2	1	0	2D stationnaire (r,θ)	$\tilde{\tilde{T}}_{0,\gamma} = Ar^m + Br^{-m}$
3	0	1	2D stationnaire (r,z)	$\tilde{\tilde{T}}(r) = AI(0,nr) + BK(0,nr)$
4	0	0	1D	$\tilde{\tilde{T}}(r) = A + B\ln(r)$

On déduit, après résolution des équations transformées :

$\tilde{\tilde{T}} = \tilde{\tilde{T}}_{00} + \tilde{\tilde{T}}_{m0} + \tilde{\tilde{T}}_{0n} + \tilde{\tilde{T}}_{mn}$, $(m = 1,2,...,\infty)$, $(n = 1,2,...,\infty)$

Nous en déduisons qu'il y a quatre cas différents à étudier et à chaque fois pour $m = 0$ et pour $m \neq 0$.

Les coefficients A, B sont trouvés avec les conditions aux limites.

Rondin

Conditions aux limites : Nous étudions la moitié de la géométrie avec une symétrie sur l'axe des r.
Flux imposé q_N arrivant de l'électrode α_1 et sortant dans l'enceinte par a_2.

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=-\frac{h'}{2_1}} = \begin{cases} q_N & (\pi - \frac{\alpha_1}{2} \le \theta \le \pi, 0 \le z \le a) \\ 0 & (a \le z \le p) \end{cases},$$

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=\frac{h}{2}} = -q_N \quad (0 \le \theta \le \frac{\alpha_2}{2}, 0 \le z \le p)$$

Surfaces adiabatiques

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right) = 0, \quad \frac{\alpha_2}{2} \le \theta \le \pi - \frac{\alpha_1}{2}, \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=0} = 0, \quad \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=p} = 0$$

La solution de l'équation est sous la forme :
Nous pouvons dénombrer 4 cas différents récapitulés dans le tableau suivant :

Nous avons signalé par un 1 lorsque le terme est différent de 0 et par 0 lorsqu'il est égal à 0.

Cas	**ν** (ou m)	**γ** (ou n)	**Modèle**	**Forme de la solution**
1	1	1	3D	$\tilde{\tilde{T}}(r) = AI(m,nr) + BK(m,nr)$
2	1	0	2D stationnaire (r,θ)	$\bar{\bar{T}}_{0,\gamma} = Ar^m + Br^{-m}$
3	0	1	2D stationnaire (r,z)	$\tilde{\tilde{T}}(r) = AI(0,nr) + BK(0,nr)$
4	0	0	1D	$\tilde{\tilde{T}}(r) = A + B\ln(r)$

On déduit, après résolution des équations transformées :

$$\tilde{\tilde{T}} = \tilde{\tilde{T}}_{00} + \tilde{\tilde{T}}_{m0} + \tilde{\tilde{T}}_{0n} + \tilde{\tilde{T}}_{mn}, \ (m = 1,2,...,\infty), \ (n = 1,2,...,\infty)$$

Nous en déduisons qu'il y a quatre cas différents à étudier et à chaque fois pour $m = 0$ et pour $m \neq 0$

Les coefficients A, B sont trouvés avec les conditions aux limites.