



COMMISSARIAT À L'ÉNERGIE ATOMIQUE

**DSM - DAPNIA**

DIRECTION DES SCIENCES DE LA MATIÈRE

DEPARTEMENT D'ASTROPHYSIQUE, DE PHYSIQUE DES  
PARTICULES, DE PHYSIQUE NUCLÉAIRE ET DE  
L'INSTRUMENTATION ASSOCIÉE

SERVICE D'ÉTUDE DES ACCÉLÉRATEURS

Michel PAINCHAULT

Réf. DSM/DAPNIA/SACM

25 mars 2002

# Evaluation de l'effet de la phase transitoire sur la thermique du RFQ.

Destinataires :

CEA/DSM/DAPNIA/SACM.

Pierre Yves Beauvais.  
Jacques Gaiffier.  
Alban Mosnier.

CEA/DSM/DAPNIA/SIS.

Didier Leboeuf

CEA/DIF/SPTA/SP2A.

Jean Michel Lagniel  
Pascal Balleyguier

IN<sub>2</sub>P<sub>3</sub>/IPNO

François Launay

ISN Grenoble

Michel Fruneau

## Table des matières.

1	Position du problème.....	3
2	Les équations de base.....	4
3	Cas de la lame déclinée selon différentes conditions initiales.....	5
3.1	Conservation du gradient de température dans le cuivre, h constant.....	7
3.2	Conservation de l'écart de température entre le point le plus chaud et l'eau, h constant.....	8
3.3	Conservation de l'écart de température entre le point le plus chaud et l'eau, longueur constante.....	9
3.4	La puissance est constante.....	10
3.5	Conclusion du modèle « lame ».....	11
4	Géométrie cylindrique.....	13
5	Les configurations du RFQ - IPHI.....	14
5.1	Les lames par rapport au fond de cavité.....	15
5.2	Les boîtiers de pompage.....	15
5.3	Les plaques de couplage.....	16
5.4	L'entrée RF.....	16
5.5	L'extrémité de tronçon.....	17
6	Conclusion.....	23

### Résumé.

Nous cherchons à quantifier la variation de température dans le cuivre pendant les phases transitoires afin d'évaluer le risque d'émergence de contraintes supplémentaires. Plus précisément, celles-ci apparaîtront si deux zones dont la température évolue différemment interagissent par le biais d'une dilatation différentielle. Pour analyser cette configuration, nous simplifions la situation en comparant des configurations qui n'ont pas les mêmes dimensions, les mêmes dépôts de puissance ou les mêmes coefficients d'évacuation de la chaleur.

L'intégration analytique des équations de base montre que le paramètre prédominant est la masse de matière, c'est à dire en fait la distance entre le point chaud et le refroidissement. Avec les conditions aux limites que nous avons utilisé, proche des géométries rencontrées sur le RFQ d'IPHI, la durée caractéristique augmente 3 fois plus que l'épaisseur de la lame considérée, alors le coefficient de convection évolue un peu plus vite que ce temps caractéristique.

Pour le RFQ d'IPHI, l'extrémité de tronçon voit entrer en concurrence des zones d'inertie très différente. Les gradients de température restent alors inférieurs à celui de l'état stationnaire. Nous pensons donc que les contraintes ne devraient pas augmenter. Cependant, comme la géométrie est complexe, des calculs 3D statiques permettraient de vérifier cette affirmation : En appliquant des dépôts de puissance nominaux sur les zones à forte inertie et des puissances nulles sur les zones à faible inertie. Par ailleurs, nous pouvons prévoir des paliers correspondant à l'inertie thermique de cette zone : de l'ordre de 60 secondes.

Les constantes de temps dans le reste du RFQ sont de l'ordre de quelques dizaines de secondes dans la plupart des endroits. Le calcul analytique n'autorise pas d'affirmation plus ferme.

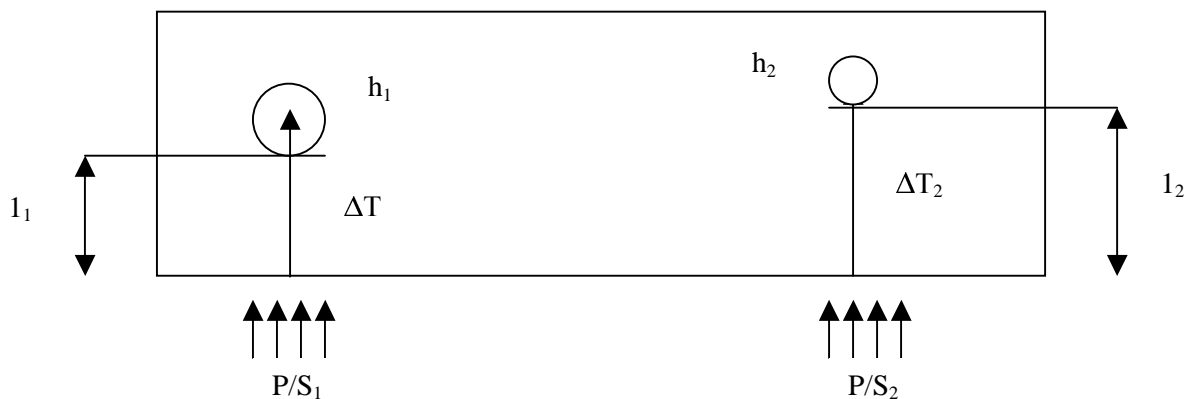
# 1 Position du problème.

Lorsque la puissance appliquée évolue au cours du temps, les gradients thermiques à l'intérieur de la masse de cuivre diffèrent de ceux obtenus lors du fonctionnement stationnaire. Ces gradients modifient inévitablement la répartition et l'intensité des contraintes.

Or, si nous pouvons contrôler les paliers de montée en puissance d'un RFQ, les descentes se produisent en général à la suite d'arcs électriques dont ni l'occurrence, ni la fréquence ni la dynamique ne sont contrôlables. La baisse de température qui en est la conséquence n'est pas plus maîtrisable.

Par ailleurs, il est de toute façon utile pour réguler le fonctionnement d'un appareil de connaître au moins un ordre de grandeur de son temps caractéristique de réaction.

Nous cherchons donc à quantifier la variation de température dans le cuivre pendant les phases transitoires. Plus précisément, nous remarquons que les contraintes se produiront si deux zones dont la température évolue différemment interagissent par le biais d'une dilatation différentielle. Nous simplifions donc la situation en comparant deux zones qui n'ont pas les mêmes dimensions, les mêmes dépôts de puissance ou les mêmes coefficients d'évacuation de la chaleur. Cette situation est résumée par le schéma suivant:



Avec  $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \text{constante} = \Delta T_1$  à l'instant initial.

Il se lit avec les notations suivantes :

$h_i$	Coefficients de convection
$P/S_i$	Dépôt surfacique de puissance
$l_i$	Distance parcourue par le flux thermique dans le solide
$\Delta T_i$	Gradient de température entre la surface de dépôt et le fluide de refroidissement

A l'instant initial le flux de chaleur est annulé s'il était appliqué et est appliqué s'il était nul puis nous examinons l'évolution de la température dans le solide.

Pour fixer les idées et permettre les calculs numériques, nous supposons que le fluide de refroidissement est l'eau et que le matériau est le cuivre :

- Avec un autre fluide de refroidissement, le coefficient de convection sera différent. Ce cas est pris en compte.
- Si le matériau est différent, le coefficient de diffusion thermique sera changé. Ce cas peut être assimilé en première approximation au cas d'une distance parcourue dans le solide différente.
- Si la surface où la puissance thermique est déposée est plus grande ou plus petite que la surface d'évacuation, le coefficient de convection peut être modifié dans le rapport des surfaces. C'est à dire que le coefficient de convection apparent est égal au coefficient de convection réel multiplié par le rapport de surface réel.

Nous prenons donc les valeurs des grandeurs physiques suivantes: La conduction thermique vaut 3,89 W/cm/°C et la chaleur spécifique est de 0,382 J/g/°C. Pour éviter de brasser des nombres importants, nous utilisons le système cgs.

## 2 Les équations de base.

A l'intérieur d'un solide isotrope l'équation de diffusion de la chaleur est la suivante :

$$d^2T/dx^2 + d^2T/dy^2 + d^2T/dz^2 - 1/D dT/dt = -A(x,y,z,t)$$

dans laquelle  $D = k / \rho c_p$  avec:

T	Température
x,y,z,t	Les coordonnées spatiales et temporelles
D	Diffusion thermique
k	Conduction thermique
$c_p$	Chaleur spécifique
$\rho$	Masse volumique

Et  $A(x,y,z,t)$  représente la fonction de génération de la chaleur à l'intérieur du solide. Dans notre problème  $A = 0$ .

A cette équation, nous ajoutons les conditions aux limites qui dépendent de la géométrie, des conditions initiales et du régime thermique maintenu pendant toute la phase transitoire.

Afin de dégager les tendances et les ordres de grandeur, nous menons une évaluation analytique qui pourra selon les conclusions être prolongée par une étude numérique. Aussi, nous intégrons ces équations dans des cas simplifiés représentatifs, c'est à dire avec des géométries 1D mathématiquement répertoriées : La lame et le cylindre creux.

Pour la lame, le flux de chaleur arrive sur l'une de ces faces et est évacuée par l'autre. Pour le cylindre creux, soit le flux de chaleur arrive sur la surface extérieure et est évacué par le trou interne (cas le plus fréquent dans le RFQ) soit l'inverse (cas de l'iris).

Dans ces deux cas, l'intégration a été exposée par [1] H S Carslaw et J C Jaeger dans leur livre : « Conduction of heat in solids » - Second Edition - Oxford Science Publications.

Elle donne pour le modèle de la lame une expression du type :

$$T = \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-D\alpha_n^2 t) * F(\alpha_n, h, l) * \int_0^l g(x) \cos(\alpha_n x) dx$$

dans laquelle :

- $g(x)$  : Décrit l'état stationnaire
- $\alpha_n$  : Sont les racines positives de l'équation :  $\alpha \tan(\alpha l) - h = 0$
- $F(\alpha_n, h, l)$  : Est une fonction trigonométrique complexe.

Pour le modèle du cylindre creux et infini, nous avons:

$$T = V_0 - \pi \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-D\alpha_n^2 t) * f(\alpha_n, a, b, h_a, h_b, f_a, f_b)$$

dans laquelle :

- $a$  et  $b$  : Représentent les rayons intérieurs et extérieurs
- $h_a$  et  $h_b$  : Sont les coefficients de convection en  $a$  et  $b$
- $f_a$  et  $f_b$  : Sont les flux surfaciques en  $a$  et  $b$ .
- $\alpha_n$  : Sont les racines positives de l'équation :  $G(\alpha_n) = 0$ ,  $G$  est une fonction compliquée utilisant des fonctions de Bessel
- $V_0$  : Décrit l'état stationnaire
- $f(\alpha_n, a, b, h_a, h_b, f_a, f_b)$  : Est également une fonction compliquée utilisant des fonctions de Bessel

Nous utilisons le logiciel Matcad pour rechercher les racines  $\alpha_n$  et pour sommer entre  $n = 0$  et  $100$ . Nous avons vérifié qu'aller au-delà de  $n = 100$  n'affinait guère le résultat. Dans le cas du cylindre creux, les 5 premières valeurs sont même suffisantes.

### 3 Cas de la lame déclinée selon différentes conditions initiales.

Nous allons donc comparer l'influence des différents paramètres pour en estimer l'impact.

Mais, d'abord, nous remarquons que le même système thermique : la géométrie et le coefficient de convection sur lequel est appliquée une puissance multipliée par 10 provoquera un gradient de température statique multipliée dans la même proportion. Les équations dynamiques décrivent alors le même comportement de la lame au refroidissement. Nous avons confirmé cette lecture par un calcul : Les courbes d'évolution temporelle d'origine se superposent à celles normalisées subissant le coefficient multiplicateur.

Nous raisonnons donc dans la suite avec un gradient de température fixe et nous provoquons un déséquilibre des autres paramètres.

Les écarts de température pendant le régime stationnaire s'expriment avec les équations suivantes:

- $\Delta T = \Delta T_{\text{conduction}} + \Delta T_{\text{convection}}$
- $\Delta T_{\text{conduction}} = l/k P/s$
- $\Delta T_{\text{convection}} = l/h P/s$

Nous voyons que l'acteur principal est le triplet (P/s, h, l). Pour évaluer l'effet de chacun de ces paramètres, nous en isolons un et faisons varier les deux autres. Nous identifions ainsi les cas de calcul suivants:

- La convection est constante. Alors, un rapport de puissance induit une différence de longueur.
- La longueur est constante. Alors, un rapport de puissance induit une différence de convection.
- Le dépôt de puissance est constant. Alors, un rapport de convection induit une différence de longueur.

Nous y ajoutons le cas où le gradient de température dans le cuivre est fixe ce qui implique que l'écart de température entre le point le plus chaud et la température du liquide de refroidissement ne l'est pas. Le coefficient de convection est constant. En appliquant la relation de conduction de la chaleur ci-dessous nous voyons que le rapport de puissance est égal au rapport de longueur.

Afin de mettre en évidence les tendances générales, nous choisissons un rapport de dépôt de puissance important : 10.

La configuration de référence est prise proche de celles que nous trouvons couramment dans un RFQ, comme par exemple sur le fond de cavité :

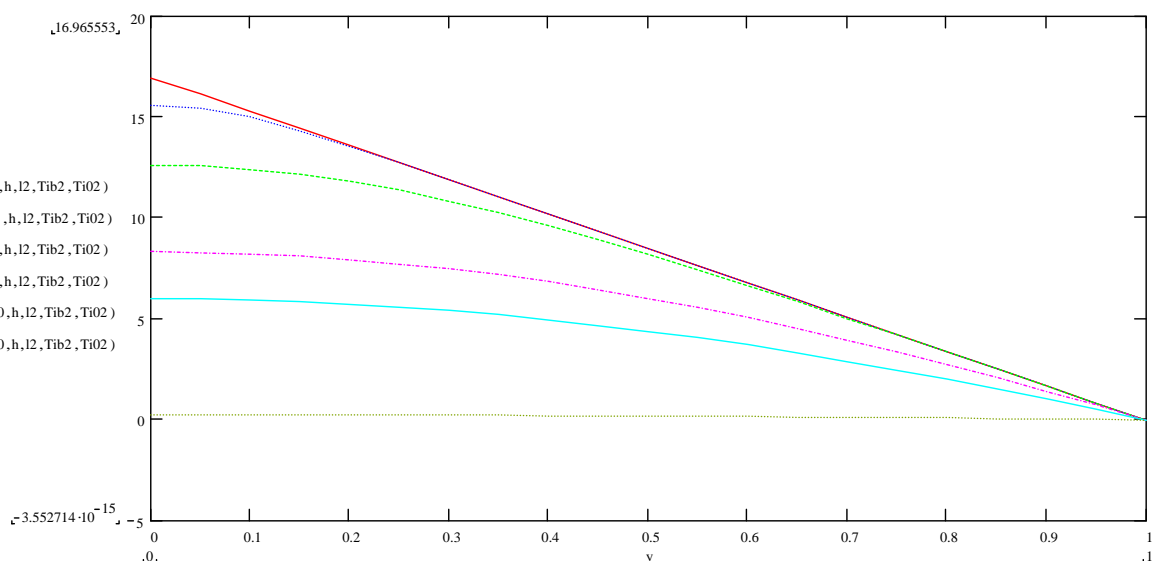
Paramètres	Cas de référence	Unité
Epaisseur de lame	4,7	Cm
P/S	14	W/cm <sup>2</sup>
h (cette valeur tient compte d'un rapport de surface)	1,8	W/cm <sup>2</sup> /°C
Delta T total	25	°C
Delta T dans le cuivre	17	°C
Delta T eau –cuivre	8	°C

Nous choisissons artificiellement comme durée caractéristique le temps nécessaire à ce que le gradient de température soit le dixième de celui du départ dans le cas d'une descente et atteint 10% de celui de l'état stationnaire dans le cas d'une montée. Nous l'appelons dans tous les cas : « la durée à 10% ».

Afin de comparer toutes les épaisseurs de lame avec le même référentiel, l'abscisse est normalisée: la puissance est déposée en 0 et évacuée en 1.

Nous partons donc d'un régime établi à t=0 et nous calculons les températures dans la lame à différents instants. Nous soustrayons l'écart de température entre le cuivre et l'eau pour simplifier la lecture des courbes. Cette évolution au cours du temps est donnée pour la configuration de référence sur le graphe ci-dessous.

**Référence ; Durée à 10% = 34 s.**



**Les courbes de température sont obtenues successivement après 0; 0,1; 1; 5; 10; 60 s.**

La baisse de température touche d'abord la zone la plus chaude puis se répercute sur les zones plus froides. Ce qui veut dire que sur le chemin d'évacuation de la puissance, le gradient de température n'augmente pas au cours du temps. Pour qu'il augmente, il faut bien mettre en scène deux sources de chaleur et deux sources de refroidissement. Le schéma de départ, intuitif, est conforté.

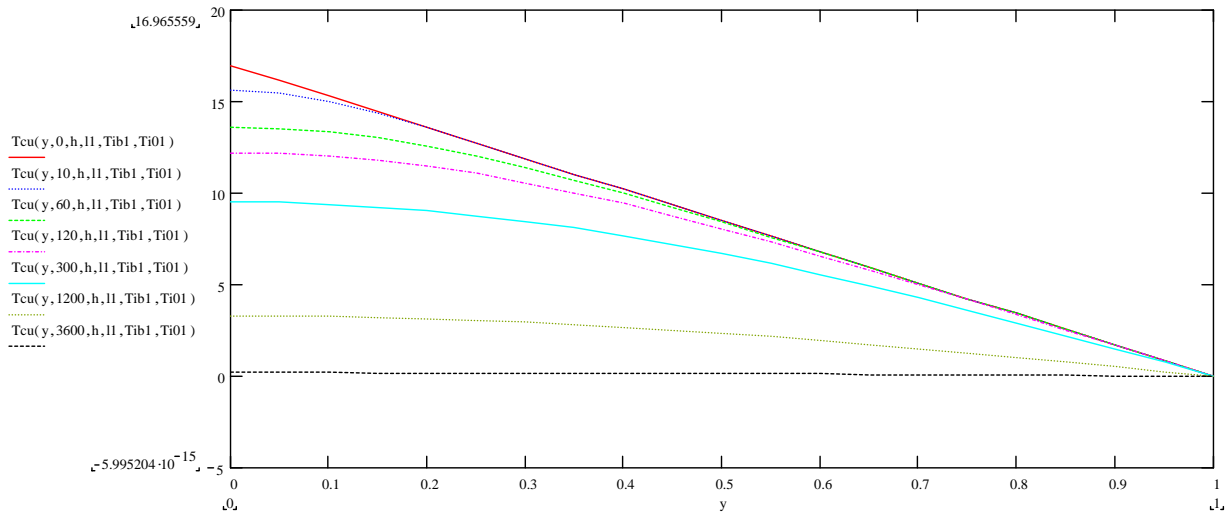
### **3.1 Conservation du gradient de température dans le cuivre, h constant.**

Nous divisons donc la puissance par 10 en conservant l'écart de température dans le cuivre au moment initial. Les paramètres deviennent donc :

Paramètres	Cas 1	Unité
P/S	1,4	W/cm <sup>2</sup>
H	1,8	W/cm <sup>2</sup> /°C
épaisseur lame	47	Cm
Delta T dans le cuivre	17	°C
Delta T eau -cuivre	0,8	°C

Les résultats sont les suivants :

### Cas 1 ; Durée à 10% = 1800 s.



Les courbes de température sont obtenues successivement après 0 ; 10 ; 60 ; 120 ; 300 ; 1200 et 3600 secondes.

La diminution de puissance conduit en fait pour conserver le gradient de température à épaisir la lame donc la masse de cuivre. La lame met alors pour refroidir plus de 20 minutes alors que ½ minutes suffisaient pour le cas de référence.

### 3.2 Conservation de l'écart de température entre le point le plus chaud et l'eau, $h$ constant.

Le premier paramètre que nous choisissons constant est donc le coefficient de convection  $h$ . Nous divisons la puissance d'un rapport 10.

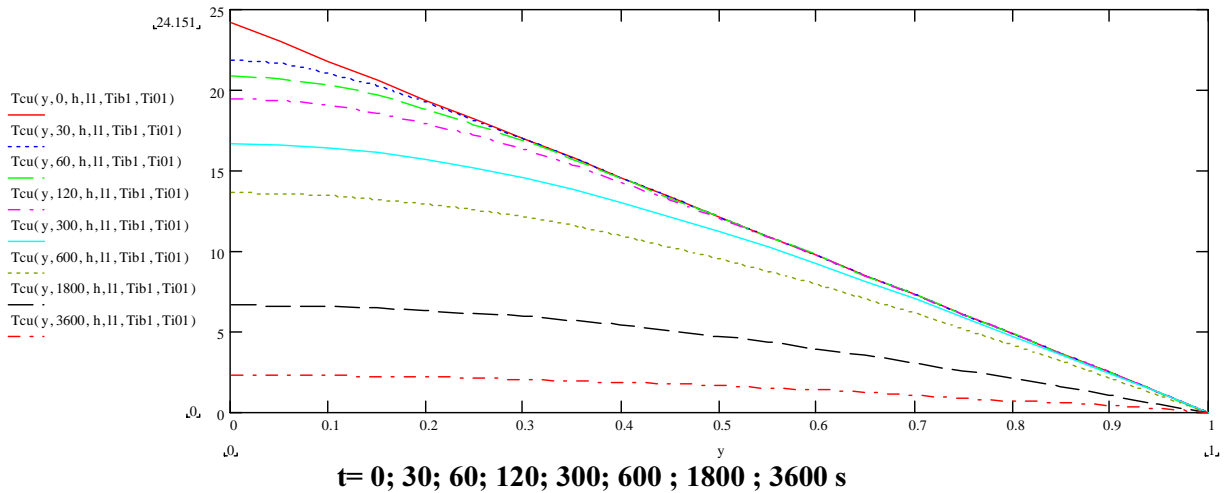
Les hypothèses sont alors les suivantes :

Paramètres	Cas 2	Unité
Epaisseur de lame	66,9	cm
P/S	1,4	W/cm <sup>2</sup>
H	1,8	W/cm <sup>2</sup> /°C
Delta T total	25	°C
Delta T dans le cuivre	24,2	°C
Delta T eau -cuivre	0,8	°C

Nous voyons que cette hypothèse conduit à augmenter l'épaisseur de lame d'un coefficient supérieur à 10.

Nous obtenons les courbes suivantes:





**Cas 2** : Durée à 10% : 3600s.

Le résultat est tout à fait comparable à celui obtenu précédemment bien que l'augmentation de l'épaisseur de lame ait tout de même doublé la durée à 10%.

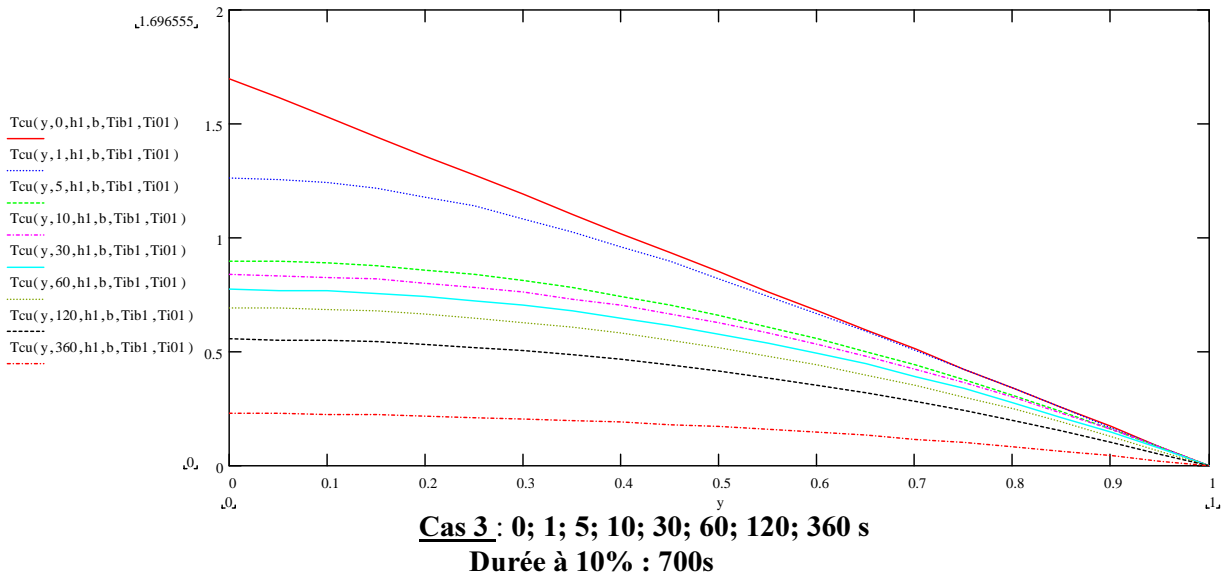
L'épaisseur de la lame intervient en fait directement dans le terme de l'équation qui dépend du temps puisque celui-ci s'écrit sous la forme  $\exp(-K \alpha_n^2 t)$  dans lequel  $\alpha_n$  est proportionnel à l'épaisseur de la lame. L'influence de la convection est moins évidente comme nous le voyons dans les paragraphes suivants.

### **3.3 Conservation de l'écart de température entre le point le plus chaud et l'eau, longueur constante.**

Les hypothèses sont les suivantes :

Paramètres	Cas 3	Unité
Epaisseur de lame	4,7	cm
P/S	1,4	W/cm <sup>2</sup>
H	0,061	W/cm <sup>2</sup> /°C
Delta T total	25	°C
Delta T dans le cuivre	1,7	°C
Delta T eau -cuivre	23,3	°C

Nous obtenons alors :



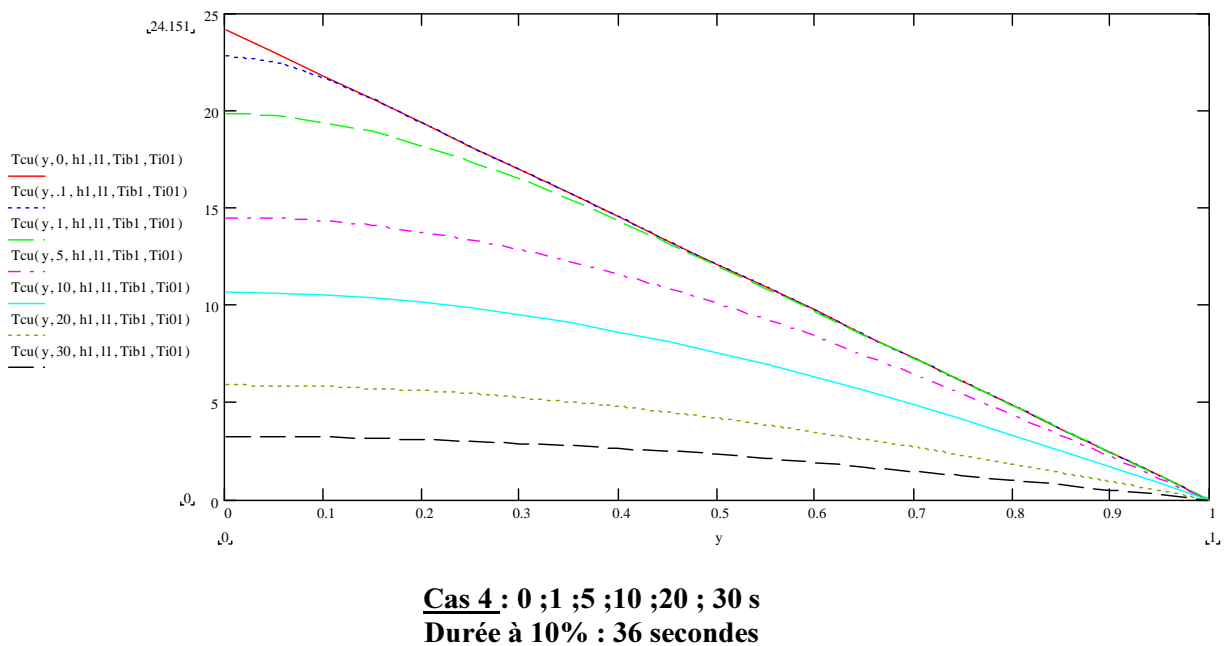
C'est à dire qu'il faut 12 minutes alors que la référence était à 1/2 minutes.

### 3.4 La puissance est constante.

Les hypothèses sont les suivantes:

Paramètres	Cas 4	Unité
Epaisseur de lame	6,69	Cm
P/S	14	W/cm <sup>2</sup>
H	18	W/cm <sup>2</sup> /°C
Delta T total	25	°C
Delta T dans le cuivre	24,2	°C
Delta T eau -cuivre	0,8	°C

Et, nous obtenons :



### 3.5 Conclusion du modèle « lame ».

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

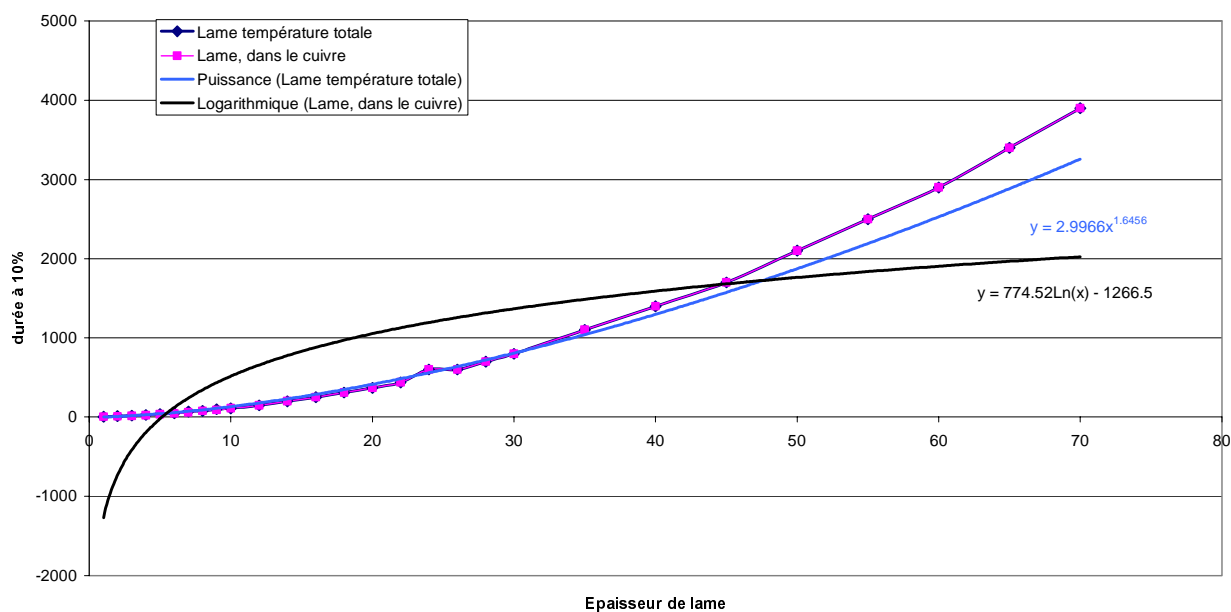
N°	Cas	Durée à 10%	Rapport de durée
0	Référence	34	1
0 bis	Longueur et h fixes : $\Delta T$ et p/s x10	34	1
1	Coeff convection constante. $\Delta T$ cuivre constant. L'augmentation de puissance se traduit par une augmentation de l'épaisseur. (rapport 10)	1800	50
2	Coeff convection constante. $\Delta T$ total constant. L'augmentation de puissance se traduit par une augmentation de l'épaisseur. (rapport 15)	3600	100
3	Longueur fixe. La diminution de puissance est compensée par un h plus faible. (rapport 30 fois)	700	20
4	P/s constant. La longueur augmente de 40%, h est 10 fois plus grand mais l'écart de température eau-cuivre est divisé par 10.	36	1

Les lignes directrices dégagées par ce tableau comparatif sont les suivantes :

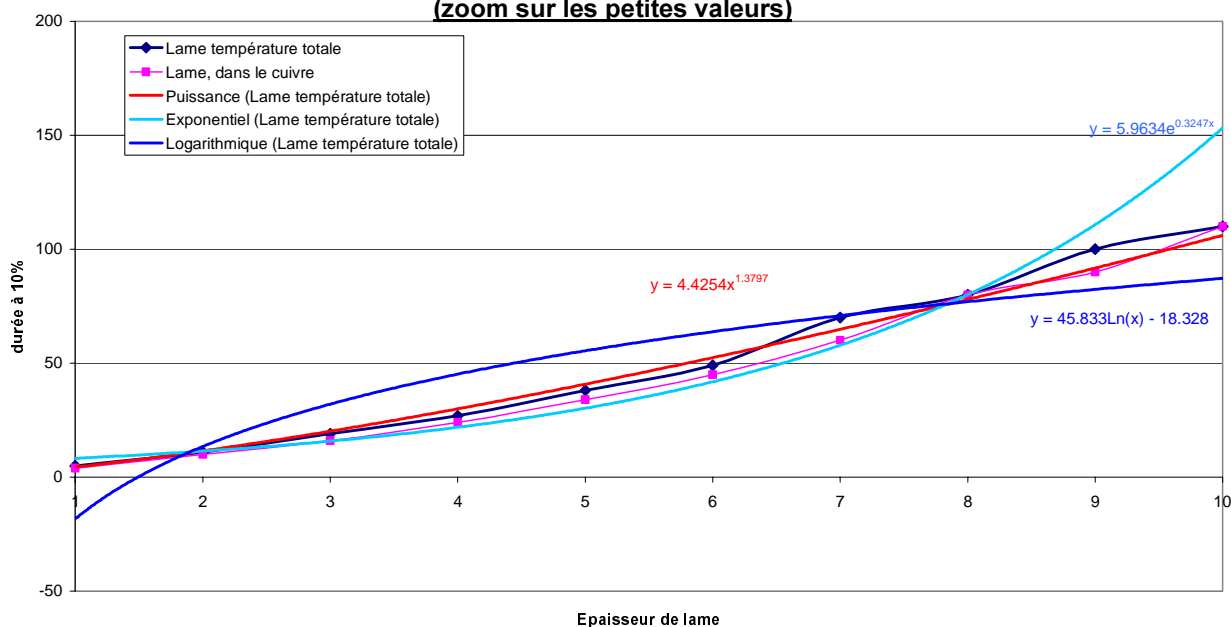
- Le fait de garder la même puissance et le même écart de température fige le système puisque le gain sur le coefficient de convection est compensé par une perte sur l'écart de température entre l'eau et le cuivre. Cependant, bien que la longueur augmente de 40%, la durée caractéristique est sensiblement la même ce qui prouve que l'effet du coefficient de convection n'est pas complètement neutre.
- Plus intéressant est le calcul à longueur fixe. Le coefficient de convection est 30 fois plus faible. L'impact sur la durée caractéristique est un coefficient 20, ce qui est légèrement plus faible mais permet de conclure que les deux variations sont très proches. Ce rapport est, ici, mis en évidence car les conditions de température n'ont pas considérablement bougé par ailleurs : La température dans le cuivre est sensiblement égale bien que le rapport entre l'écart de température eau – cuivre soit 5 fois plus faible.
- Les cas 1 et 2 montrent nettement que l'effet de l'épaisseur est prépondérant. Il s'explique par le stockage de l'énergie dans la matière.

Demandons-nous alors si la durée à 10% est une fonction simple de la longueur ce qui reviendrait à dire que le terme en  $\exp(-K \alpha_n^2 t)$  est dominant.

### Evolution d'un temps caractéristique d'échauffement de la lame



### Evolution d'un temps caractéristique d'échauffement d'une lame (zoom sur les petites valeurs)



La courbe de tendance qui fitte le mieux est de forme polynomiale. La durée varie trois fois plus vite que l'épaisseur de la lame, outre la puissance supérieure à 1. Ces courbes soulignent à nouveau la prédominance de l'épaisseur de lame mais sans relation directe avec une courbe du type  $\exp(-K\alpha_n^2 t)$  ce qui veut dire que la recherche des racines  $\alpha_n$  est incontournable. Il est difficile de donner ou une explication simpliste ou une relation simplifiée au phénomène.

## 4 Géométrie cylindrique.

Pour comparer la géométrie cylindrique avec la lame, nous conservons la puissance totale déposée. Nous maintenons l'écart de température entre le cuivre et l'eau en appliquant au coefficient de convection le rapport de surface.

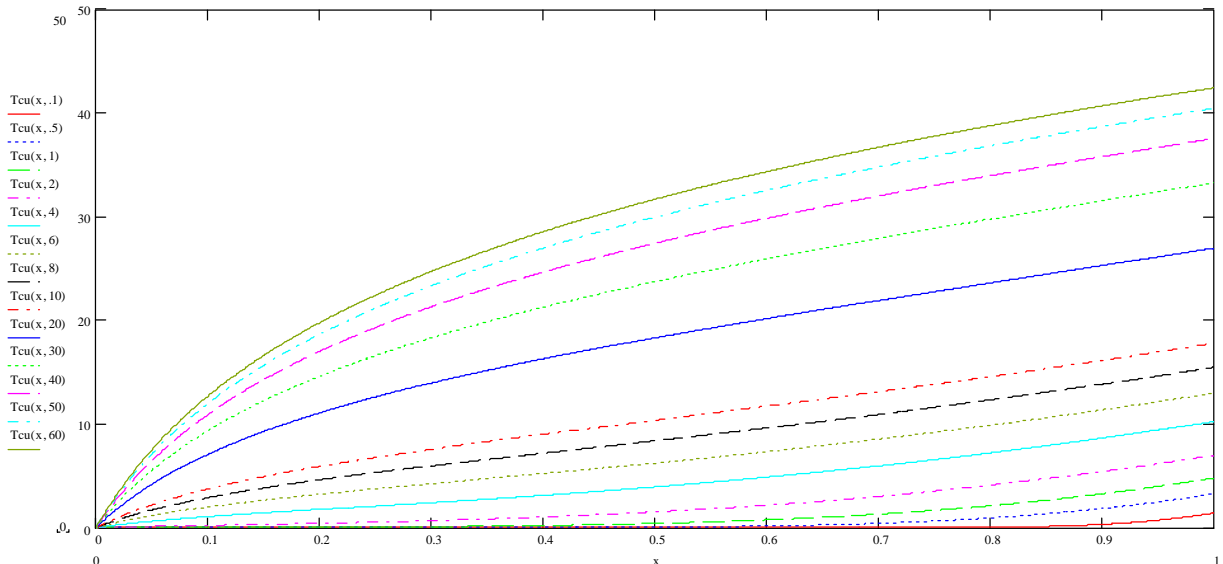
Par ailleurs, les équations sont intégrées pour la montée en température, contrairement à la lame. Comme le phénomène est réversible, les durées caractéristiques n'en sont pas perturbées.

Comme nous avons vu que le paramètre déterminant était l'épaisseur de cuivre, nous avons conservé l'épaisseur de matière pour déterminer le cas type de départ suivant :

Paramètres	Cas de référence	Unité
Rayon intérieur	0,4	Cm
Rayon extérieur	5,1	Cm
P/S	14	W/cm <sup>2</sup>
h (cette valeur tient compte d'un rapport de surface)	$1,8 \times (5,1/0,4) = 23$	W/cm <sup>2</sup> /°C
Delta T total	55	°C
Delta T dans le cuivre	47,2	°C
Delta T eau –cuivre	7,8	°C

Le gradient de température dans le cuivre est nettement plus élevé que pour la lame à cause de l'effet de concentration du flux thermique.

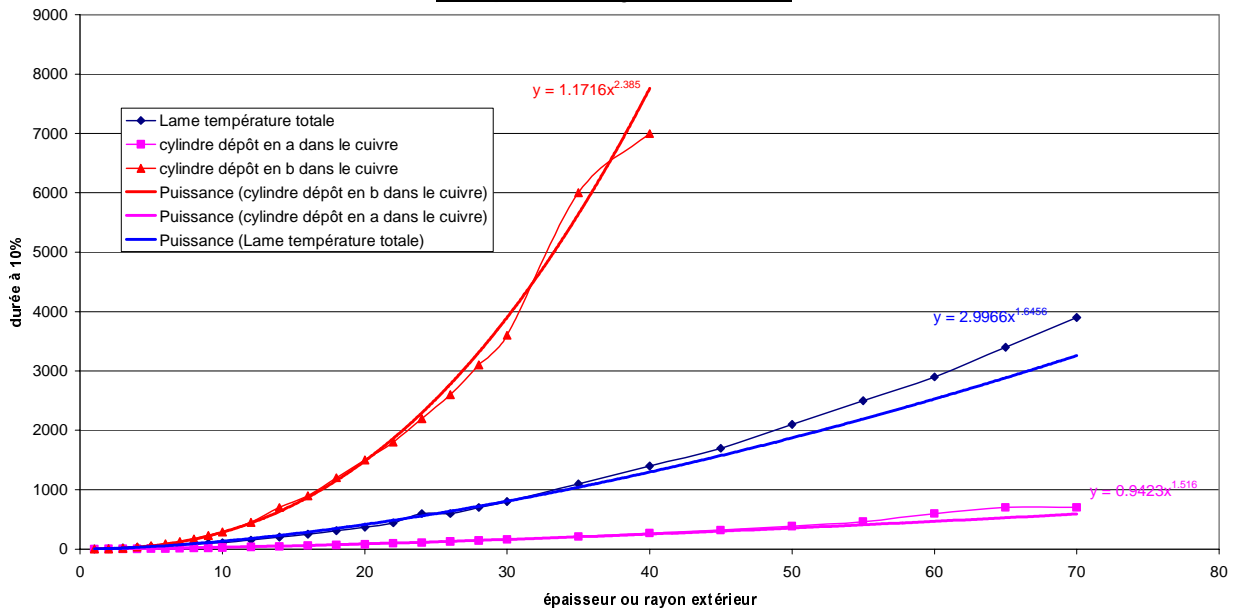
Nous obtenons l'évolution temporelle suivante :



**Cas 5 : 0.1; 0.5; 1; 2; 4; 6; 8; 10; 20; 30; 40; 50; 60 s**  
**Durée à 10% : 60s**

Comme pour la lame, nous regardons l'effet de l'augmentation du diamètre extérieur. Sur ces courbes, la puissance déposée est constante, c'est à dire que le flux surfacique évolue en  $1/r$  sur la surface extérieure du cylindre. Par conte, le coefficient de convection est gardé fixe sur le diamètre extérieur. Le refroidissement s'améliore nettement lorsque celui-ci augmente (courbe mauve).

**Durée caractéristique = f(dimensions caractéristiques)**  
**Comparaison cylindre - lame.**

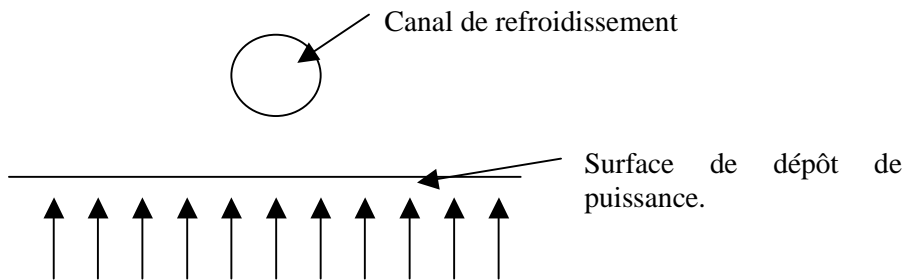


L'augmentation de la quantité de matière plus rapide (en  $l^2$ ) avec le cylindre joue en faveur d'une augmentation rapide de la durée caractéristique. C'est ce que l'on observe lorsque le flux est convergent.

Lorsque le flux est divergent (diffusion de la chaleur de l'intérieur vers l'extérieur), les temps caractéristiques évoluent plus lentement que dans le cas de la lame, même si les exposants de la courbe de tendance sont voisins. Dans ce cas, le refroidissement joue plus vite (en  $l$ ) que l'écart de température dans la matière (en  $\log r$ ).

## 5 Les configurations du RFQ - IPHI.

Les configurations les plus courantes sont à mi-chemin entre la lame et le cylindre :



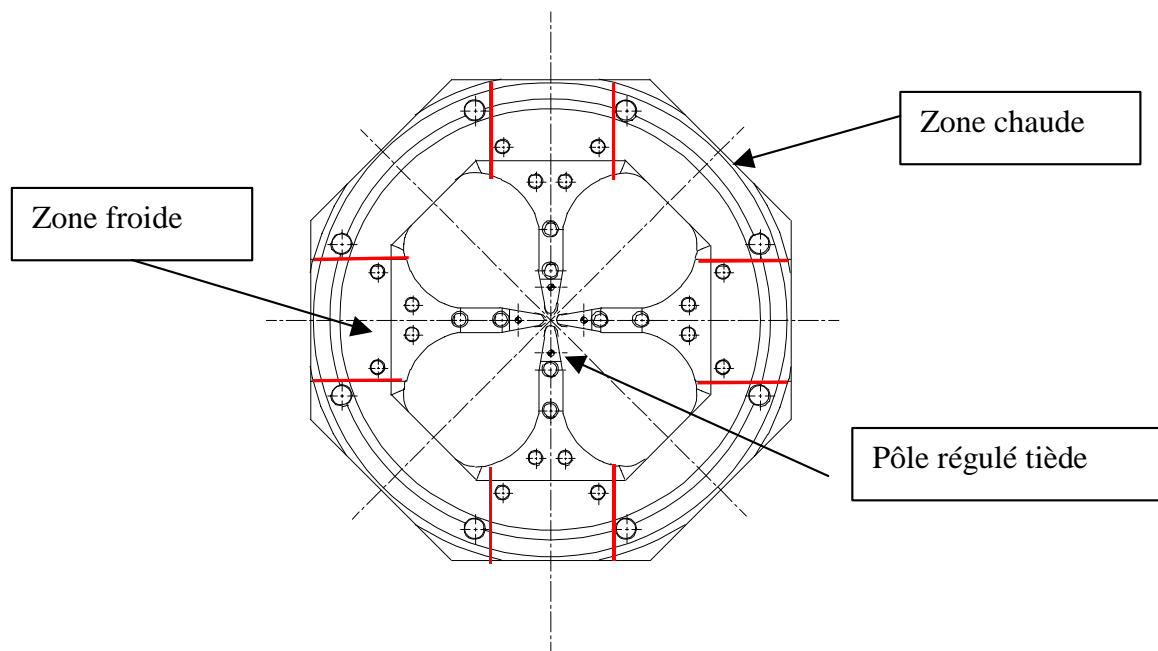
La distance entre la surface de dépôt et le canal de refroidissement n'est pas la même partout ce qui exclurait les deux modèles. Cependant, tant que la source de refroidissement est unique, nous pouvons considérer que tous les points à distance intermédiaire se comportent comme s'ils étaient sur le chemin de refroidissement le plus long. Il en résulte que la distance caractéristique est celle du point le plus éloigné influencé par le canal. Les deux modèles sont réhabilités en étalonnant le gradient de température à l'aide des résultats obtenus en 3D pour l'état stationnaire.

Nous avons identifié trois zones critiques lors du traitement de la thermique statique du RFQ:

1. Les lames par rapport au fond de cavité.
2. Le boîtier de pompage.
3. Les plaques de couplage ou d'extrémité.
4. L'entrée RF et plus précisément l'iris de couplage.
5. Les extrémités de tronçon.

### **5.1 Les lames par rapport au fond de cavité.**

A partir d'une carte de température typique de la section du RFQ, nous voyons que les contraintes en 2D proviennent essentiellement de la discontinuité de température sur le fond de cavité en forme d'un anneau:



La zone froide est à la température minimum puisqu'elle ne voit aucun apport de puissance et qu'elle est protégée par une barrière de canaux. Lors du refroidissement, le gradient thermique entre la zone chaude et la zone froide ne peut que diminuer.

Toujours en 2D, le pôle est libre de se déplacer. Le calage en fréquence va donc évoluer sensiblement pendant les phases transitoires puisque la distance au canal de refroidissement évolue dans un rapport 4 entre le pôle et le fond de cavité mais sans générer de contrainte supplémentaire.

L'analyse se complique avec la troisième dimension puisque l'allongement longitudinal du pôle est contrarié par celui du fond de cavité. Cependant, la zone de plus faible inertie thermique : le pôle, est également celle qui se dilate le plus. En effet, les zones froides du fond de cavité plus massives que les zones chaudes, le retiennent. Au refroidissement, le pôle va devenir plus rapidement froid et se rétracte. Les contraintes s'inversent. Néanmoins la valeur absolue des contraintes n'augmente pas en première approximation car, en statique, l'écart d'allongement longitudinal entre le fond de cavité et le pôle est plus faible que l'allongement du fond de cavité.

### **5.2 Les boîtiers de pompage.**

L'inertie thermique est la même pour tous les barreaux puisque la géométrie est la même. La zone froide l'est parce qu'il n'y a pas de dépôt.

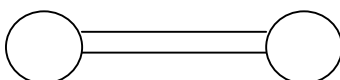
Il n'y a donc pas de raison que le régime transitoire génère des contraintes supplémentaires.

### 5.3 Les plaques de couplage.

Les zones chaudes sont proches des circuits de refroidissement. L'inertie thermique est donc faible. Par ailleurs, la partie en cuivre est formée de quatre pièces séparées par une fente d'absorption de la dilatation.

### 5.4 L'entrée RF.

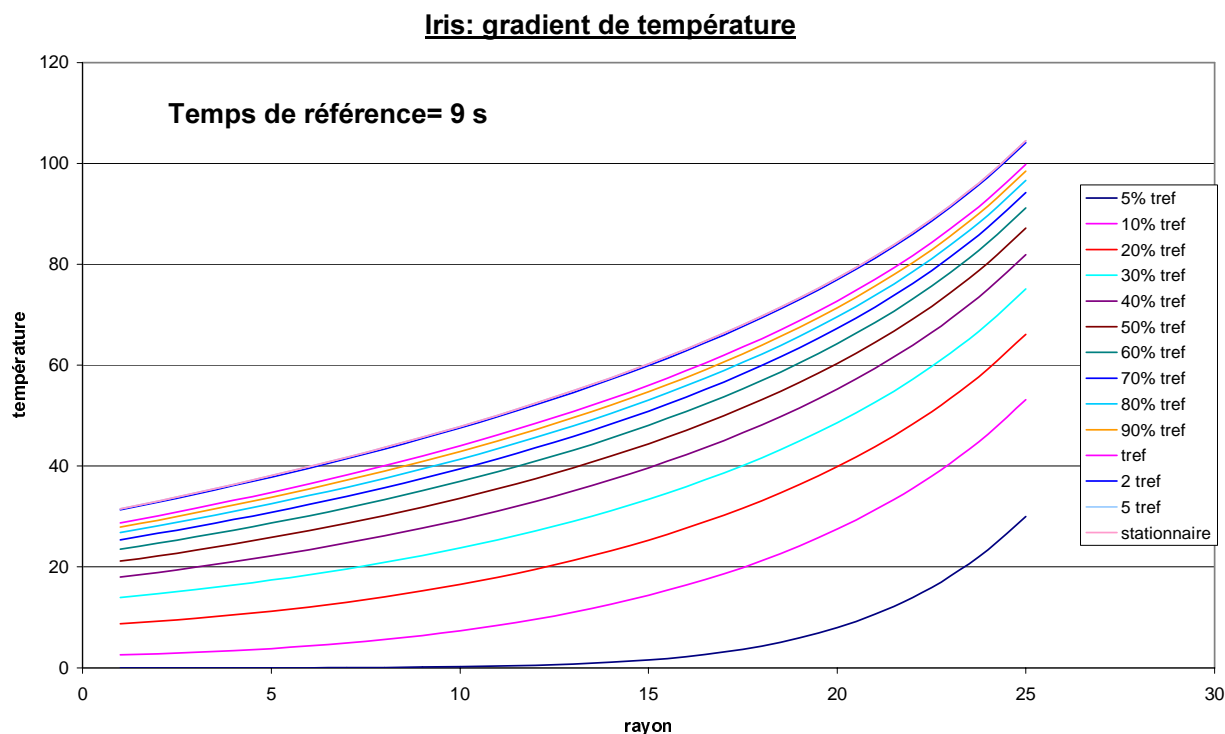
L'iris de couplage est l'un des points chauds du RFQ. Il est formé d'une fente et de deux trous circulaires à chacune de ces extrémités selon le croquis ci-dessous :



La puissance se dépose sur les deux trous circulaires de chaque extrémité. Le refroidissement est disposé en carré autour de chacun de ces trous. C'est la zone qui ressemble le plus à la configuration cylindre creux.

Les forts dépôts de puissance génèrent des contraintes statiques de l'ordre de 100 MPa. Par contre, la source de puissance est unique. Les phases transitoires ne généreront pas de gradient supplémentaire.

Il serait néanmoins dommage de ne pas évaluer les temps caractéristiques sachant que le modèle cylindrique est ici relativement fiable et que les dépôts de puissance sont élevés.



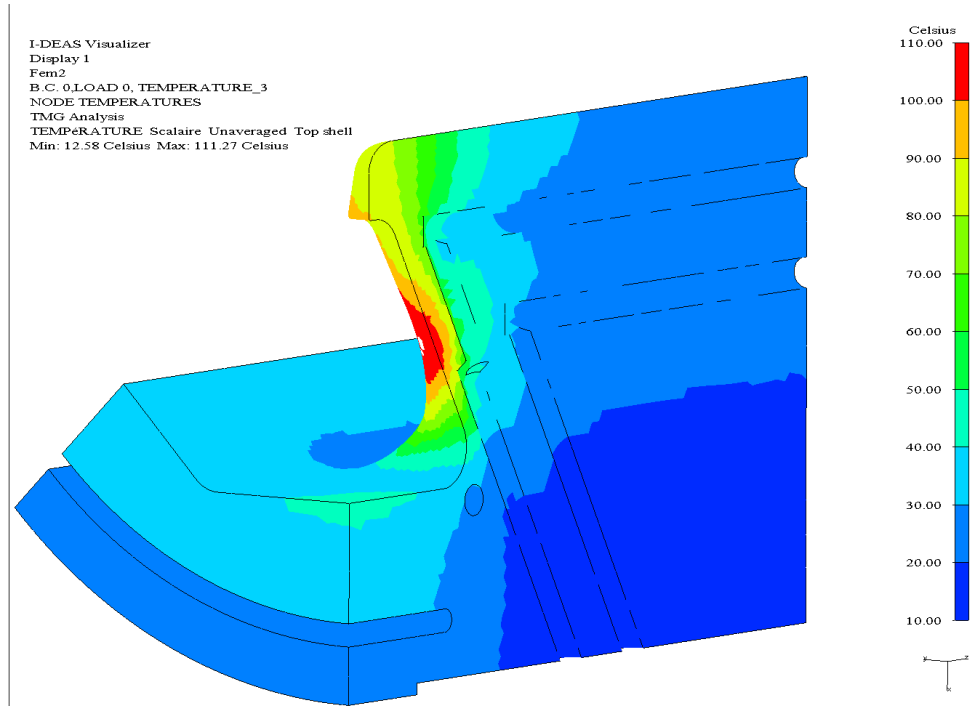
Nous constatons que l'inertie est relativement faible: 9 secondes seulement comme nous l'avions remarqué lors de l'analyse des courbes générales.



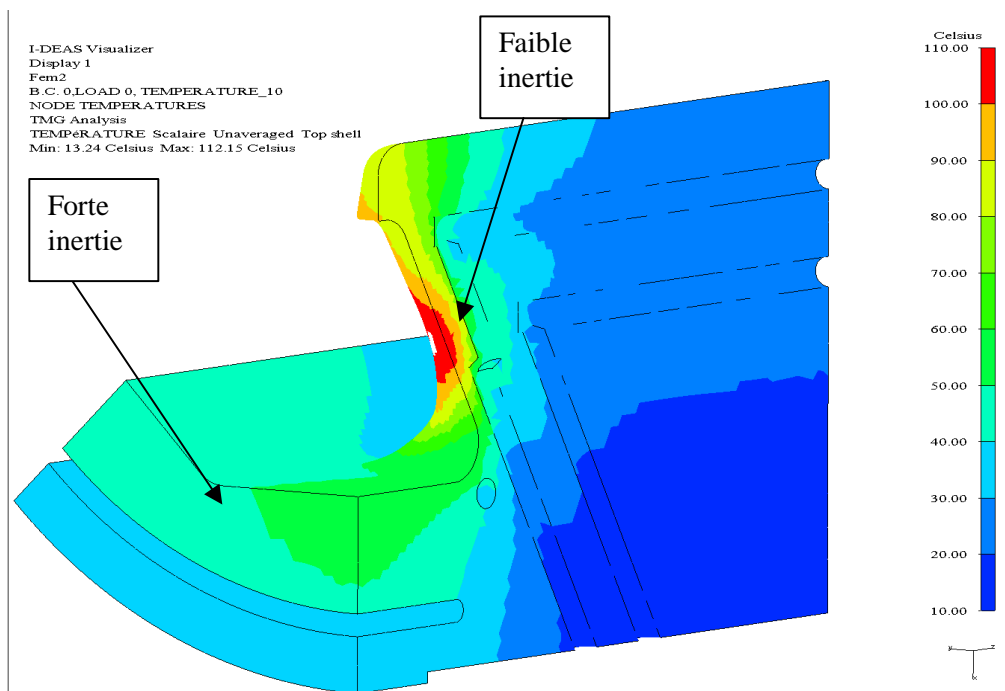
## 5.5 L'extrémité de tronçon.

La géométrie est fortement 3D et c'est la forme 3D qui provoque les contraintes élevées. Les échauffements étant importants, nous avons prévu d'ajouter un canal supplémentaire refroidissant le fond de cavité de l'extrémité.

Nous donnons ci-dessous les cartes de températures avec et sans canal supplémentaire.



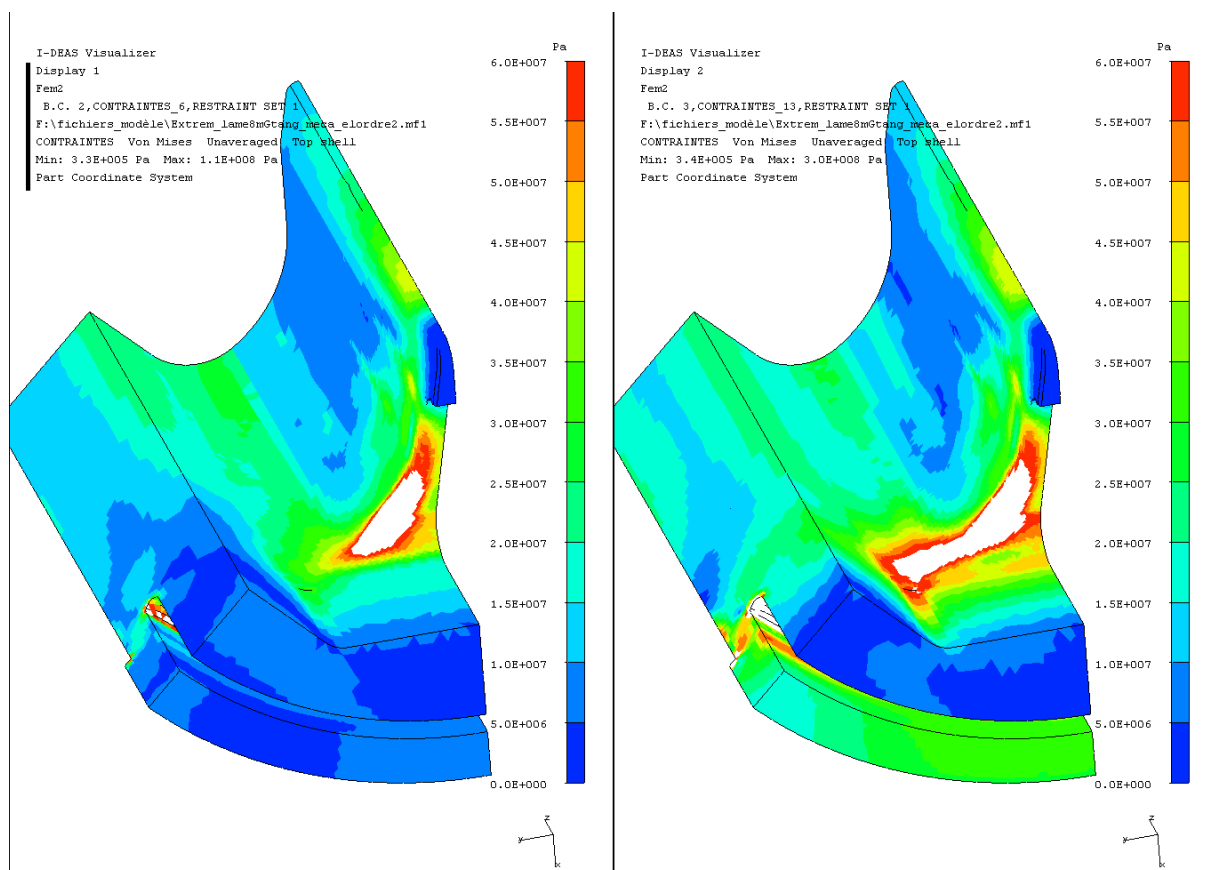
Avec canal, au-dessus,  
Sans canal au-dessous



Nous localisons facilement sur cette figure la zone la plus chaude. C'est aussi une des zones où le canal de refroidissement est le plus proche du dépôt de puissance. Cette distance est de 9 mm environ. Elle refroidira dans les premières secondes d'après les calculs des paragraphes précédents.

Par contre, dans la zone de forte inertie, nous voyons que le gradient de température entre l'eau et le point chaud est d'environ 35°C avec le canal supplémentaire et de 55°C sans. La distance entre les canaux et le dépôt de puissance est en moyenne 50 mm environ dans le cas du canal supplémentaire et du double en l'absence de ce canal.

Nous sommes donc en présence du cas de deux zones d'inertie différente avec des dépôts de puissance différents refroidies par des canaux différents et qui ont une influence mutuelle. Bien qu'il faille pondérer cette affirmation en remarquant que le point de blocage est une troisième zone : l'extérieur de la cavité qui reste froid. Le résultat est lisible sur les figures de contraintes qui montrent que les contraintes restent plus faibles en présence du canal 6 alors que l'écart de température entre la zone chaude et la zone à forte inertie est plus faible :



Par ailleurs, la gorge de souplesse minimise considérablement l'effet sur les contraintes.

Cependant, comme la carte de température est différente pendant la phase transitoire et pendant l'état stationnaire, nous allons approfondir l'examen de cette zone, d'autant qu'elle restera toujours très critique.

La configuration géométrique du refroidissement en extrémité est très proche du modèle du cylindre creux. Cependant comme le dépôt n'est pas constant sur toute la périphérie du cylindre, nous allons utiliser les deux modèles : lame et cylindre creux. Par contre, nous étalonnons chaque configuration avec les écarts de températures dans le cuivre et entre le cuivre et l'eau avec les résultats obtenus en statique 3D et représentés sur les figures ci-dessus.

Avec le modèle basé sur le comportement d'une lame, nous identifions donc les cas suivants:

	Lame : Zone de faible inertie	Lame: Zone de forte inertie avec canal	Lame: Zone de forte inertie sans canal	Unité
Epaisseur de cuivre	9	50	100	mm
Rayon du canal de refroidissement	-	-	-	mm
Delta T cuivre en stationnaire	45,9	17,9	35,7	°C
Delta T convection en stationnaire	50	3,5	3,5	°C
Flux	200	14	14	W/cm <sup>2</sup>
Coefficient de convection	4	4	4	W/cm <sup>2</sup>

Avec le modèle basé sur le comportement d'un cylindre, nous identifions les cas suivants:

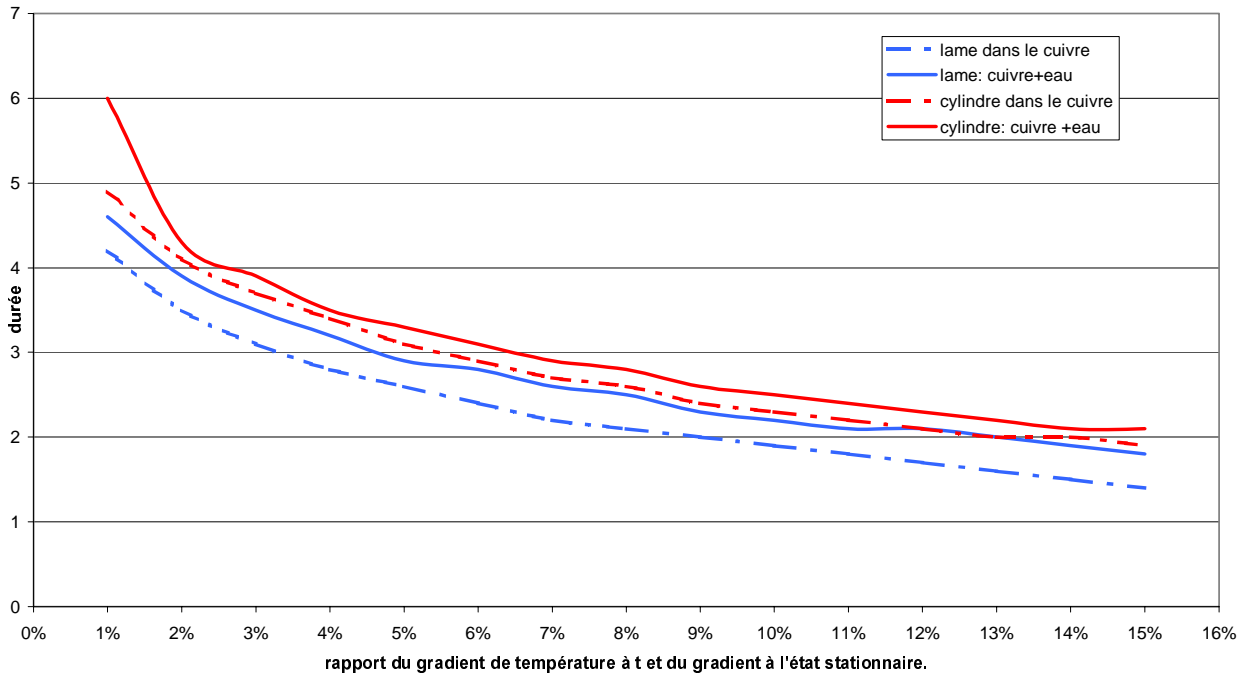
	Cylindre : Zone de faible inertie	Cylindre : Zone de forte inertie avec canal	Cylindre : Zone de forte inertie sans canal	Unité
Epaisseur de cuivre	9	50	100	mm
Rayon du canal de refroidissement	4	4	4	mm
Delta T cuivre en stationnaire	59,1	18	43,5	°C
Delta T convection en stationnaire	50	1,7	1,7	°C
Flux	150	5	5	W/cm <sup>2</sup>
Coefficient de convection	9,75	10,4	20	W/cm <sup>2</sup>

Le coefficient de convection est particulièrement élevé pour le cylindre : Nous avons choisi de respecter les écarts de température et ce fort coefficient sert à absorber la totalité du flux qui n'est en réalité pas de la valeur maximale sur toute la périphérie.

Une baisse de température au dixième de la valeur nominale donne un écart total de température de 10°C. Cette valeur est trop proche des températures obtenues dans les zones à forte inertie. Nous remplaçons donc la durée à 10% par la durée nécessaire à baisser la température à environ 1 à 2°C au-dessus de l'eau. Traduit en terme de rapport de température entre l'état stationnaire et le moment recherché nous obtenons des valeurs de l'ordre de 1% à 2%. Ce qui permet de lire le graphique de la figure ci-dessous : Avec les deux modèles, la durée caractéristique est de 4 secondes environ.

Cette valeur caractéristique de 4 secondes n'est d'ailleurs pas très éloignée des 2 secondes nécessaires à atteindre la valeur de 10% utilisée jusqu'ici.

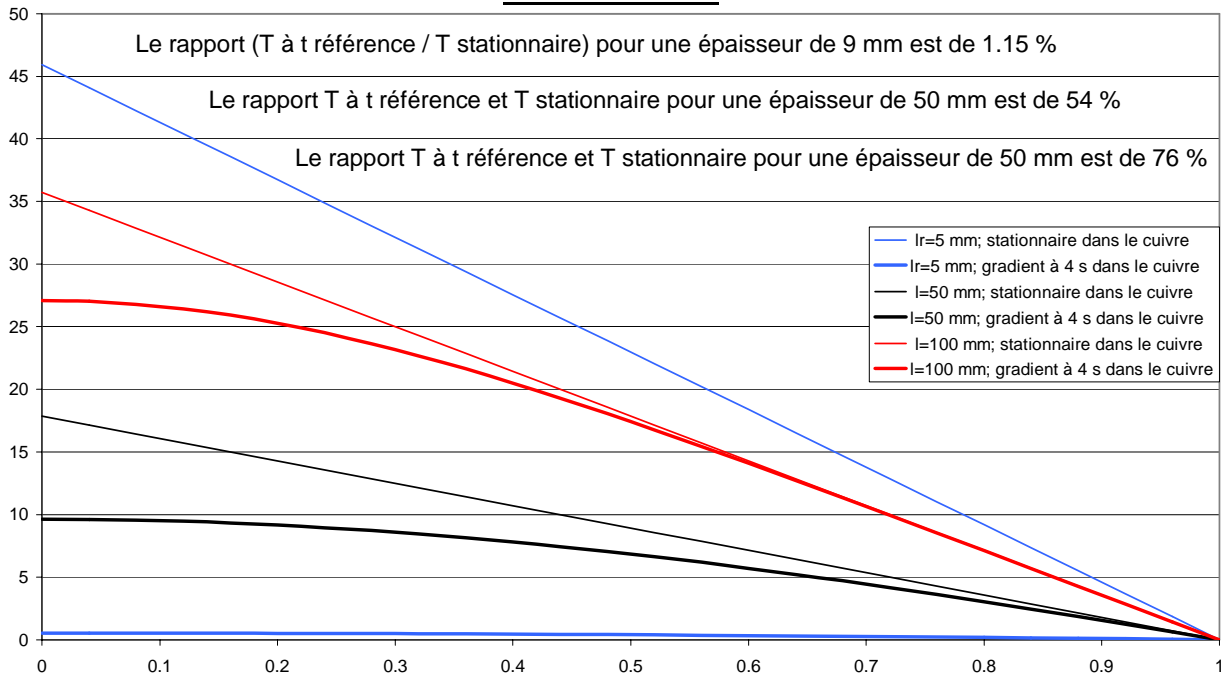
durée nécessaire pour évacuer l'énergie



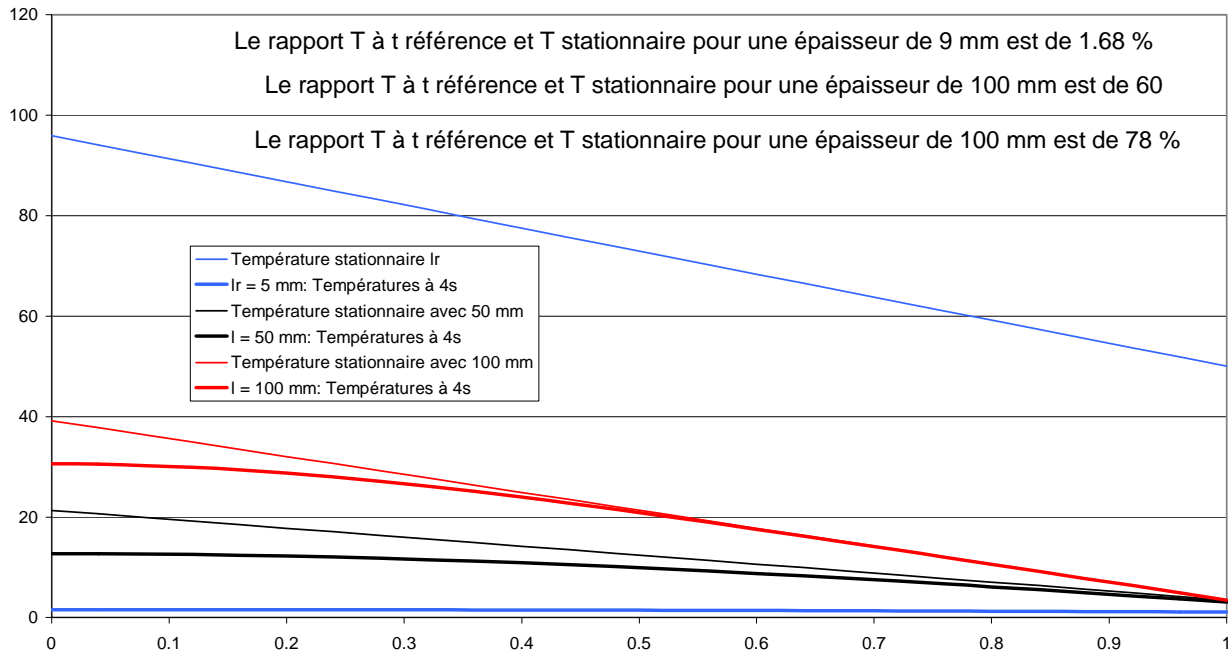
Qu'en est-il du comportement de la zone épaisse ?

Nous commençons par le modèle de la lame où rappelons-le est simulée la descente en puissance.

**T dans le cuivre modèle de la lame; tref = 4s,  
Refroidissement**

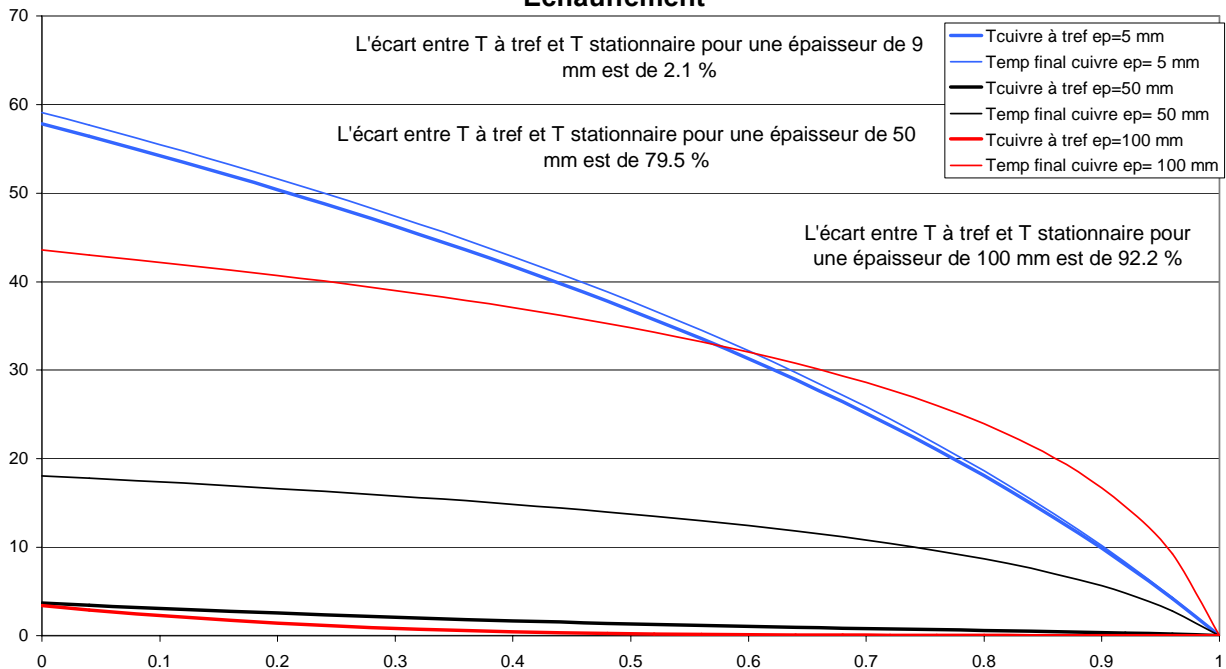


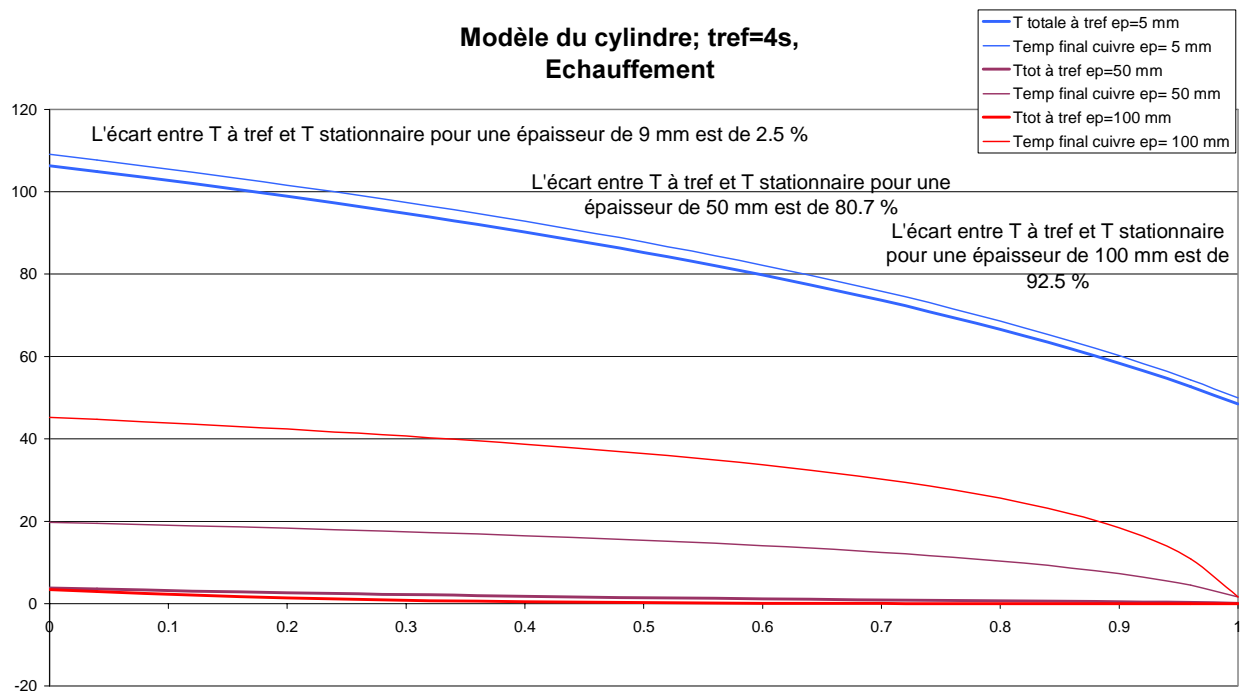
**modèle lame; tref = 4s ; température totale,  
Refroidissement**



Le modèle cylindrique conduit aux résultats suivants :

**Modèle du cylindre; tref=4s  
Echauffement**





Nous voyons que la prise en compte des températures totales donnent sensiblement les mêmes résultats que celle des températures dans le cuivre. Par contre, les deux modèles donnent des valeurs différentes. Le cylindre est plus inerte.

Nous récapitulons dans le tableau ci-dessous les températures obtenues à 4s.

	Lame ; 50 mm	Lame ; 100 mm	Cylindre ; 50 mm	Cylindre ; 100 mm	
<u>rappel</u> : Tmax à 9 mm	96	96	109	109	°C
T à 4s à 9 mm à l'échauffement	94,3	94,3	106,3	106,3	°C
T à 4s à 9 mm au refroidissement	1,7	1,7	2,7	2,7	°C
T max en stationnaire	21,4	39,2	19,7	45,2	°C
T à 4s au refroidissement	12,7	30,6	15,9	41,8	°C
Rapport considéré pour une baisse de température	60%	78 %	81%	92,5%	
T à 4s à l'échauffement	8.7	8.6	3,8	3,4	°C
Gradient de température entre les 2 zones en stationnaire	75	57	89	64	°C
Gradient de température entre les 2 zones à l'échauffement	86	86	102	103	°C
Gradient de température entre les 2 zones au refroidissement	-11	-29	-13	-39	°C

Le signe négatif montre que le gradient s'inverse puisque la zone dite chaude devient froide plus vite.

Dans les deux modèles, le gradient de température augmente pendant l'échauffement et il augmente faiblement (environ 10%) si le refroidissement est à 50 mm et notablement (environ 50%) pour 100 mm ce qui ré-équilibre le faible gradient initial.

Au refroidissement, les valeurs sont sensiblement les mêmes entre les deux modèles. Le gradient avec 100 mm est 3 fois plus élevé que celui avec 50 mm. Ce gradient est nettement inférieur à celui du régime stationnaire car l'écart de température entre la zone froide et l'eau est plus faible que l'écart entre les deux zones considérées. Mais, il est inverse ce qui bouleverse le champ de contrainte. Comme le secteur a une géométrie complexe, il est difficile de garantir que des contraintes plus fortes n'apparaîtront pas mais c'est peu probable.

En conclusion, les arcs ne provoqueront vraisemblablement pas de sur-contrainte dans le cuivre. Les zones de forte inertie ayant des temps caractéristiques de l'ordre de 60 secondes, on pourra néanmoins monter la température par palier de 30s à 60s.

## **6 Conclusion.**

Les gradients de température pendant le régime transitoire peuvent en absolu être plus élevés pendant le régime transitoire que durant le régime stationnaire.

Le paramètre prédominant est la masse de matière, c'est à dire en fait la distance entre le point chaud et le refroidissement. Avec les conditions aux limites que nous avons utilisé, proche des géométries rencontrées sur le RFQ d'IPHI, la durée caractéristique augmente 3 fois plus que l'épaisseur de la lame considérée, alors le coefficient de convection évolue un peu plus vite que ce temps caractéristique.

Pour le RFQ d'IPHI, le schéma type avec des zones d'inertie très différente qui entrent en concurrence est surtout reproduit en extrémité de tronçon. Les gradients de température restent alors inférieurs à celui de l'état stationnaire. Nous pensons donc que les contraintes ne devraient pas augmenter. Cependant, comme la géométrie relativement complexe empêche d'affirmer de façon certaine que des contraintes supplémentaires n'apparaîtront pas, des calculs 3D statiques pourraient vérifier cette affirmation : En appliquant des dépôts de puissance nominaux sur les zones à forte inertie et des puissances nulles sur les zones à faible inertie. Par ailleurs, nous pouvons prévoir des paliers de l'ordre de l'inertie thermique de ce secteur : 60 secondes.

Les constantes de temps dans le reste du RFQ sont de l'ordre de quelques dizaines de secondes dans la plupart des zones.