

UNIVERSITE DE LIEGE
FACULTE DES SCIENCES APPLIQUEES
LABORATOIRE DE METHODES DE FABRICATION

**COMPARAISONS CALCULS-ESSAIS POUR LE CARTER
D'ALIMENTATION D'HUILE TA96**

P. BECKERS
J.F. DEBONGNIE
L. MASSET

Rapport LMF/R11 - 1996

Rapport 11

Comparaisons Calculs-essais pour le carter d'alimentation d'huile TA96

1. Présentation du cas-test

Ce rapport décrit brièvement les caractéristiques de l'usinage. Pour plus de détails, se référer au rapport Renault n° 5020/96/62124 (Rapport d'essai du carter d'alimentation).

1.1. Pièce

Le matériau utilisé est un alliage d'aluminium AS9 U3 Y40 ($E = 74000 \text{ N/mm}^2$ et $\nu = 0.33$). Ses caractéristiques d'usinage sont données au § 1.3.

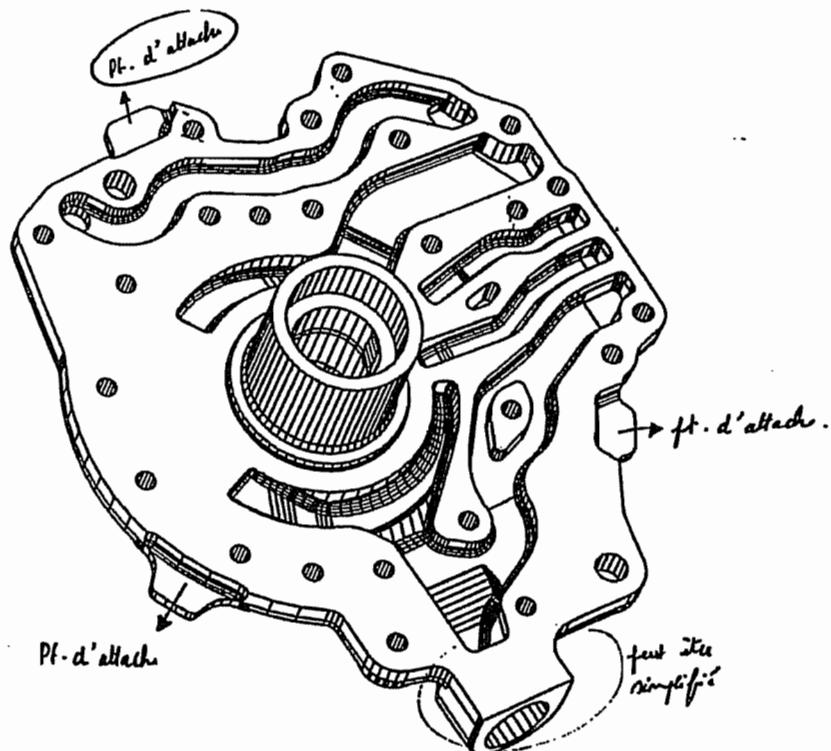


Figure 1 : Carter d'alimentation TA 96

On dresse le plan de joint du carter. L'outil part du rayon $R = 125$ jusqu'au rayon $R = 26.7$.

1.2. Bridage

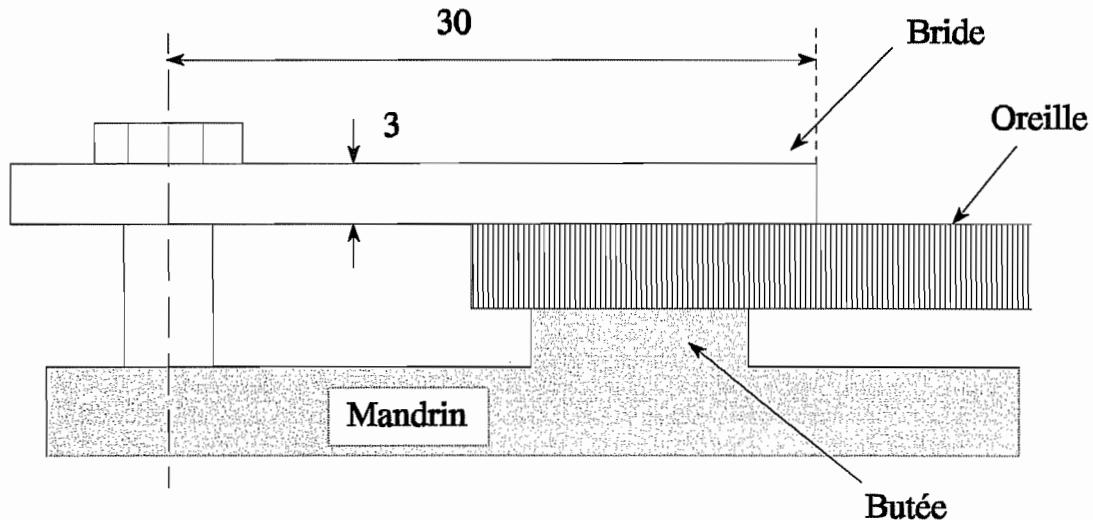


Figure 2 : Dispositif de serrage

La pièce est posée sur trois butées taillées dans le mandrin (cylindres de hauteur 2 mm et de diamètre 10 mm). Chaque patte est serrée en vis-à-vis de la butée par une bride (fig. 2). Les efforts de serrage ont été mesurés. Le tableau suivant reprend les valeurs des efforts pour les 6 pièces usinées.

	bride n°1	bride n°2	bride n°3
Pièce n°66	1146	1610	690
Pièce n°67	720	630	520
Pièce n°68	1143	1443	730
Pièce n°69	716	1210	504
Pièce n°70	1277	1610	830
Pièce n°71	1167	1400	520

Un centreur assure le bon positionnement de la pièce.

1.3. Conditions de coupe

Les pièces ont été usinées avec les conditions de coupe suivantes :

$$\begin{cases} v_c = 430 \text{ m/min} \\ f = 0.18 \text{ mm/tr} \\ a_a = 0.35 \text{ mm} \end{cases}$$

Les pressions spécifiques ont été mesurées. Elles valent

$$\begin{cases} K_c = 651 \text{ Pa} \\ K_f = 79 \text{ Pa} \\ K_p = 159 \text{ Pa} \end{cases}$$

2. Métrologies

2.1. Méthode de mesure

La pièce est posée horizontalement sur trois appuis. On mesure la cote z d'une série de 533 points répartis sur la surface usinée.

2.2. Méthode de visualisation des métrologies

La première étape consiste à éliminer les points "anormaux" de l'ensemble des points d'une métrologie. Ces points sont facilement repérables car leur cote z est très différente des cotes des points voisins. En général, ils correspondent à des points proches des canaux du moyeu.

Pour visualiser les métrologies, on crée un maillage de peau (triangles et quadrangles) sur les points des mesure. On visualise dans Matlab la surface obtenue en utilisant l'algorithme de lissage propre à Matlab (bilinéaire par élément).

2.3. Métrologies des pièces brutes

On visualise la surface de la pièce en représentant $z(x, y)$.

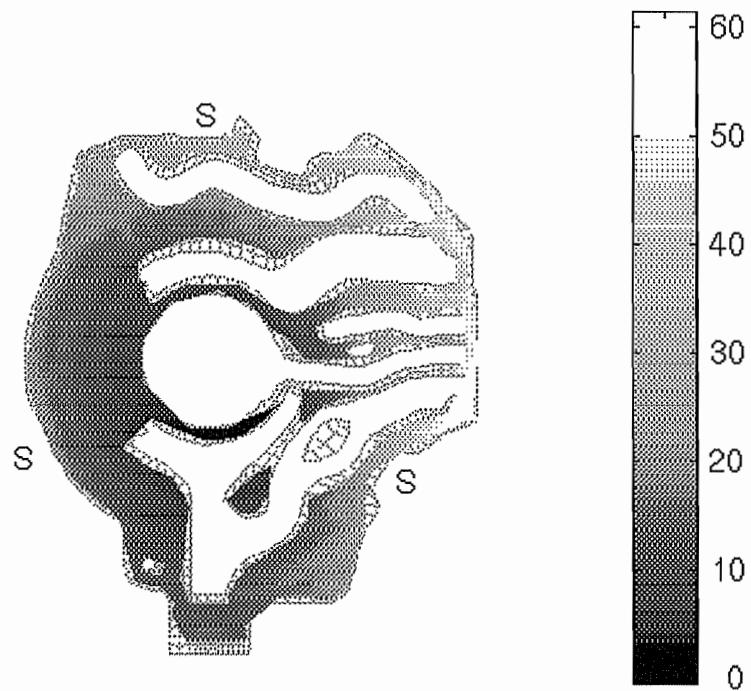


Figure 3 : Métrologie de la pièce brute n°66

La surface brute présente une forme de bol. L'épaisseur de matière à couper est plus importante sur le pourtour extérieur de la pièce (zone claire) que sur la partie centrale. Les trois zones repérées par la lettre S sont les points où la pièce est serrée.

2.3. Métrologies des pièces usinées

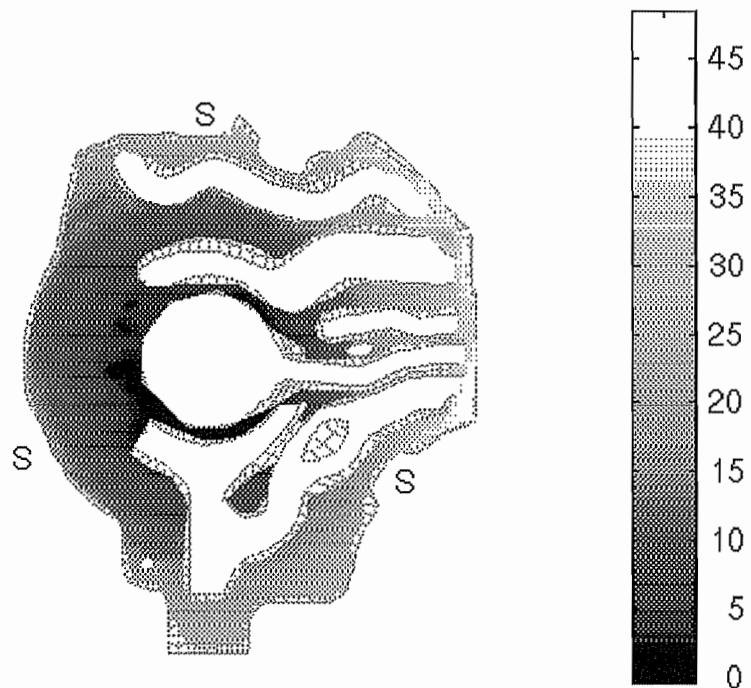


Figure 4 : Métrologie de la pièce usinée n°66

La pièce usinée est très semblable à la pièce brute - même forme de bol - mais avec une amplitude (max-min) un peu plus petite.

3. Etapes du calcul

3.1. Modèle EF

Le modèle EF correspond à la pièce usinée. Il est constitué de 13146 noeuds et 8754 éléments. La surface usinée contient 1737 noeuds.

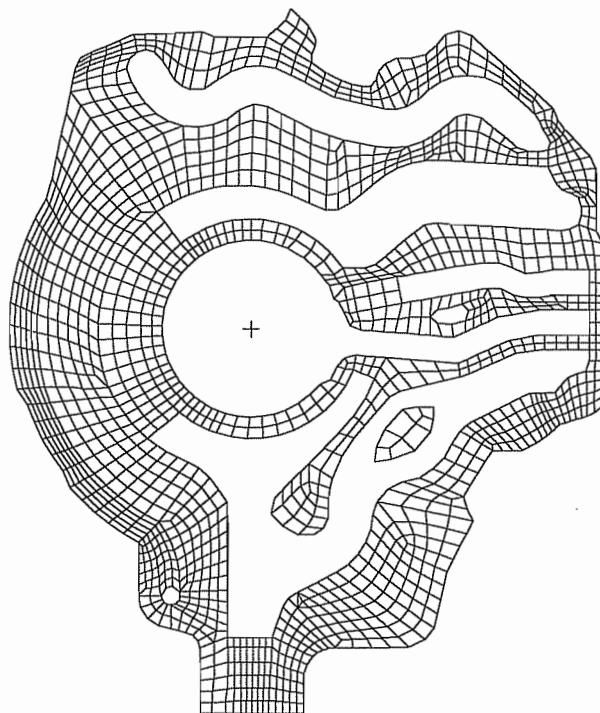


Figure 5 : Surface usinée du modèle EF

3.2. Fixation complète aux appuis et profondeur de passe constante

Pour le premier calcul, les pattes sont complètement fixées et la profondeur de passe est constante et égale à 0.35 mm.

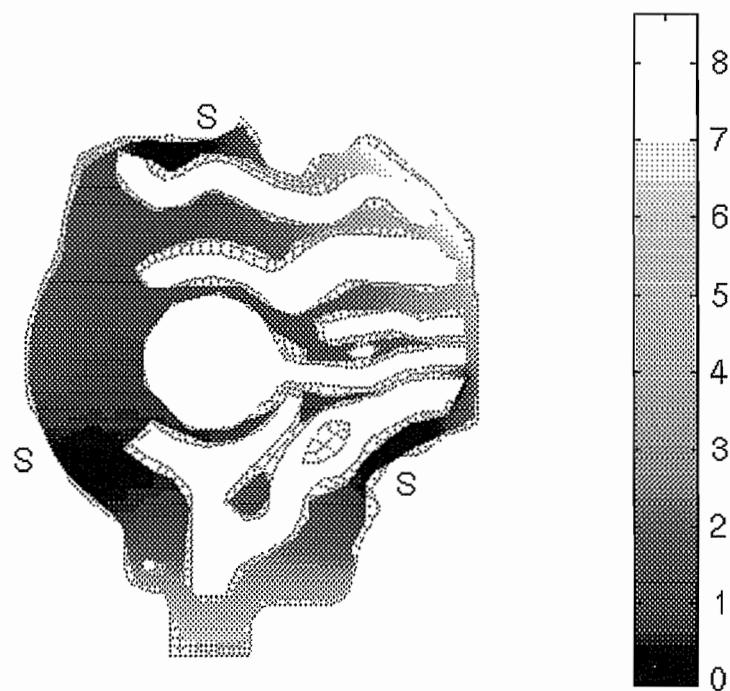


Figure 6 : Résultat - fixation complète et profondeur de passe constante (0.35 mm)

L'amplitude du défaut est très faible ($8.5 \mu\text{m}$) comparée à celle obtenue sur les métrologies (entre 40 et $60 \mu\text{m}$ - cf. figure 4). De plus, la zone comprise entre les appuis ne présente pas de défaut contrairement aux métrologies.

3.3. Fixation complète aux appuis et profondeur de passe variable

Les conditions aux limites sont les mêmes que pour le cas précédent. La profondeur de passe a été calculée en chaque noeud de manière à reproduire la surface brute. La valeur de la profondeur de passe suit une fonction parabolique de la forme :

$$a_a(r) = 0.35 + K r^2$$

où le coefficient K est estimé à partir des métrologies.

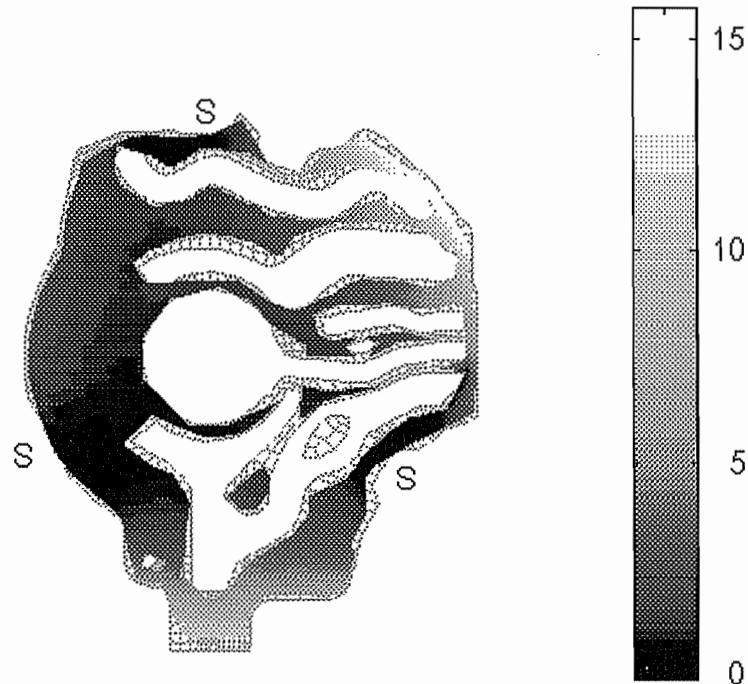


Figure 7 : Fixation complète aux appuis et profondeur de passe variable

L'amplitude du défaut a augmenté mais l'allure reste *quasi-identique* au cas précédent.

3.4. Souplesses aux appuis et profondeur de passe variable

Après les deux premiers calculs, il est manifeste que le fait de fixer complètement les pattes ne permet d'obtenir les résultats des métrologies. En effet, la zone comprise entre les trois appuis ne présente pas de défaut alors que sur les métrologies, elle présente une forme concave.

On peut donc faire l'hypothèse que les appuis présentent une souplesse non-nulle. La valeur de la raideur à appliquer aux points d'appui est estimée à partir des défauts mesurés au niveau des points de bridage et de la force passive calculée par Sinus.

Sur les métrologies, le défaut mesuré près des trois points d'appui est de l'ordre de 25 µm. La force passive vaut, pour une profondeur de passe de 0.35 mm, environ 10 N. On calcule alors la raideur par appui

$$K = \frac{F_p}{d} = 400 \text{ N/mm}$$

puis on la répartit sur les noeuds inférieurs des pattes. Cette méthode est très approximative mais il est difficile d'évaluer la raideur plus précisément.

Pour le calcul, la profondeur de passe est la même que pour les cas 2.

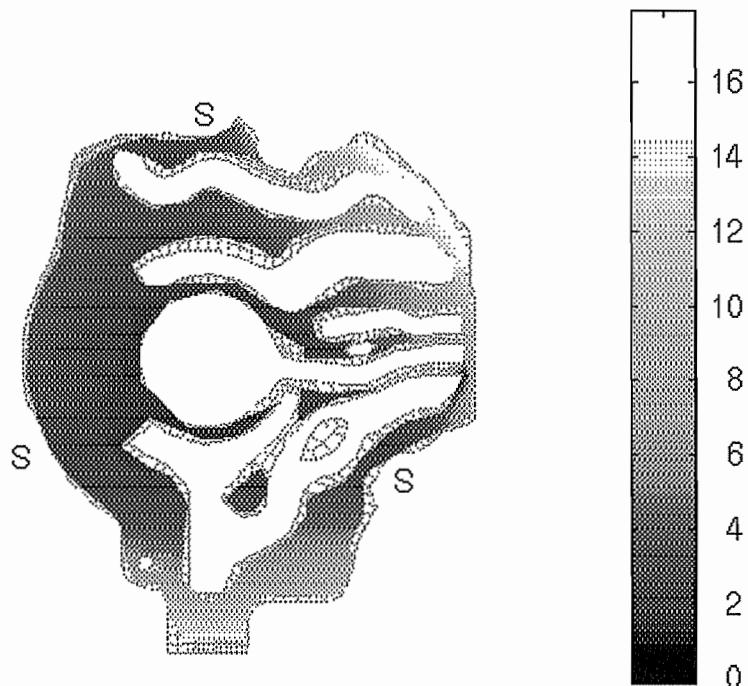


Figure 8 : Souplesse aux appuis (400 N/mm) et profondeur de passe variable

Le résultat est fort semblable au second cas. L'influence des souplesses est très faible et la zone centrale ne présente toujours pas de défaut significatif. Avec des raideurs deux fois plus petites, la différence n'est pas sensible.

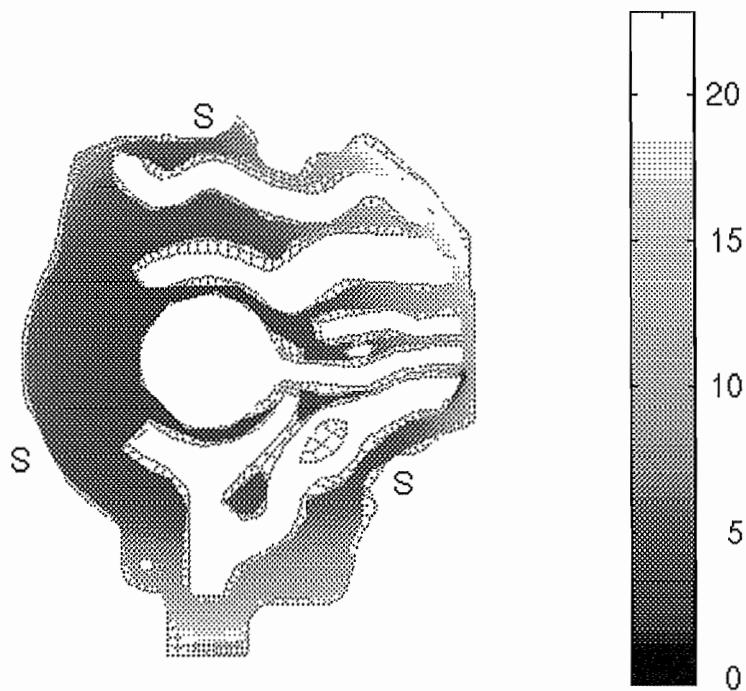


Figure 9 : Souplesse aux appuis (200 N/mm) et profondeur de passe variable

3.5. Fixation en 3 points et profondeur de passe variable

On réduit le nombre de noeuds fixés à trois (un pour chaque patte) de manière à laisser la pièce pivoter au niveau des appuis. Les trois points fixés devraient correspondre aux bords intérieurs des butées. Comme le maillage ne possède pas de noeuds aux bons endroits, nous avons pris les noeuds les plus proches. Pour ce cas, la profondeur de passe est constante afin de pouvoir comparer ces conditions limites avec celle du premier calcul (fixation complète).

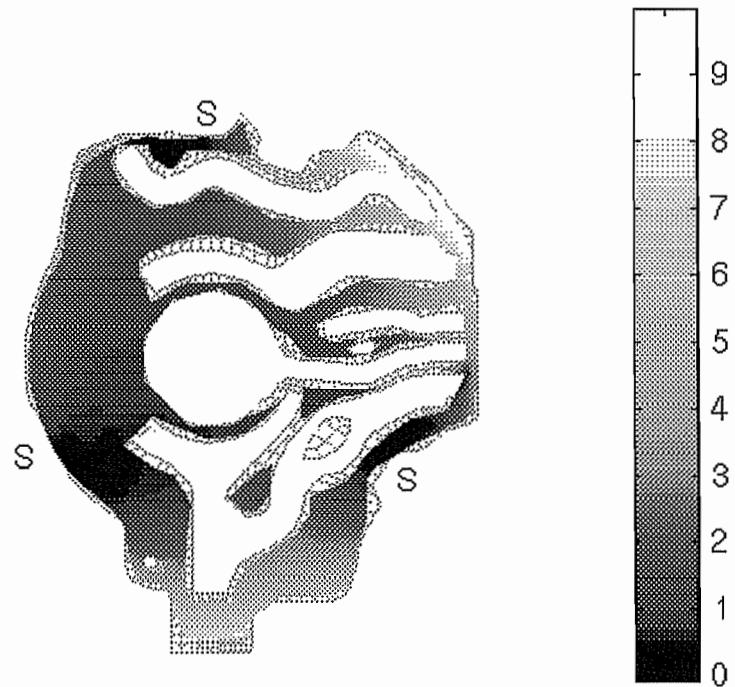


Figure 10 : Trois noeuds fixés et profondeur de passe constante

L'amplitude du défaut est légèrement supérieure au premier cas mais l'allure est toujours très différente de celle des métrologies.

3.6. Fixation en 3 points, forces de bridage et profondeur de passe constante

Après analyse du schéma de montage de la pièce (figure 2), il s'avère que le bridage est déformant contrairement à l'hypothèse admise au départ. En effet, lorsqu'on sert la pièce dans le montage, les brides fléchissent et on a donc qu'un seul point de contact entre ces dernières et les pattes. La zone de contact entre une patte et la butée étant décalée par rapport au point de contact, il se produit un soulèvement des pattes (figure 11).

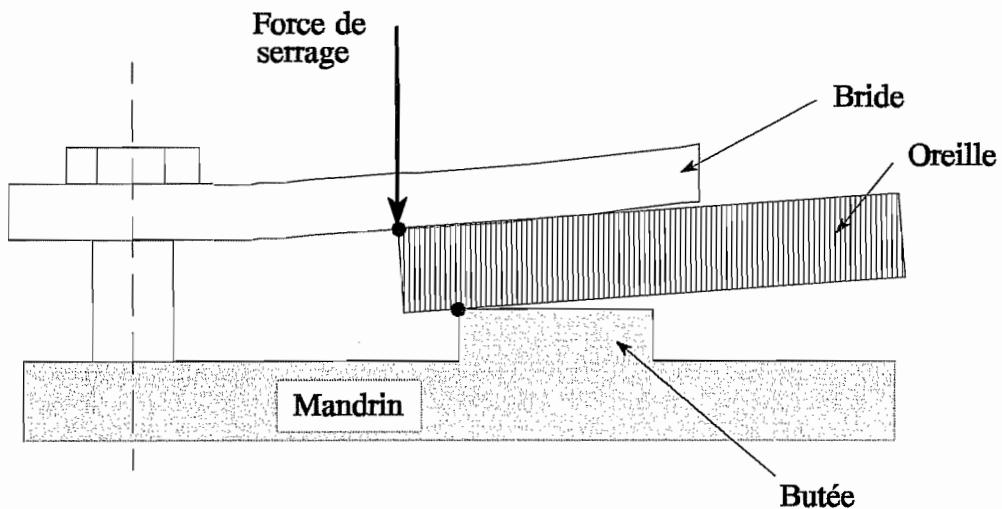


Figure 11 : Flexion de la bride et soulèvement de la patte

Les forces de serrage ont été mesurées (cf chapitre 1.2) mais elles varient beaucoup d'un cas à l'autre. En prenant comme forces de serrage les moyennes mesurées et en fixant 3 noeuds comme le cas précédent, on obtient le résultat suivant.

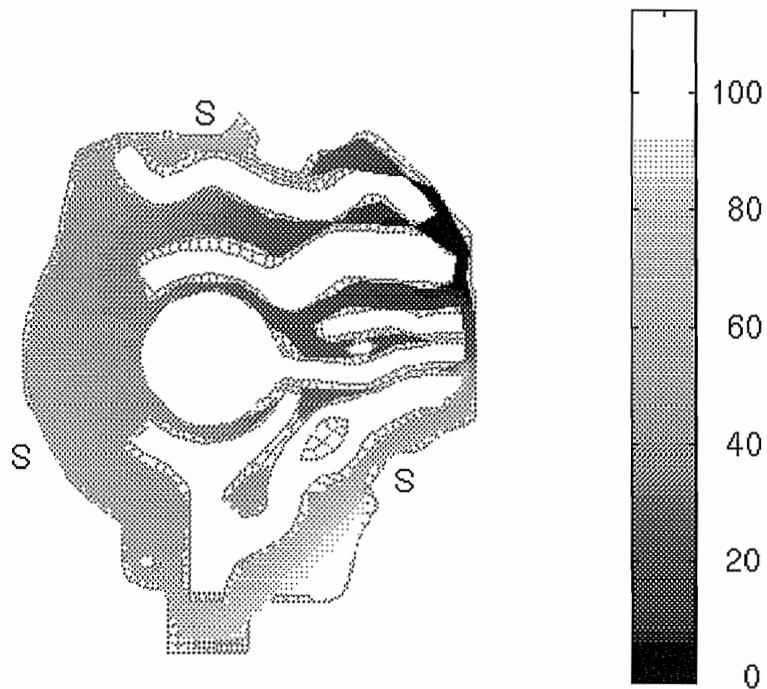


Figure 12 : 3 points d'appuis et forces de bridage

L'amplitude du défaut est trop grande et la zone la plus basse (en foncé) n'est pas au centre. Ceci s'explique par le fait qu'on ne connaît exactement ni les valeurs des forces, ni les bras de levier de ces forces (les positions des points d'appuis). En variant les noeuds fixés, les résultats obtenus sont semblables à celui ci-dessus.

3.7. Ajustement aux moindres carrés

Il est maintenant claire que le bridage engendre la plus grande partie du défaut. Le problème est qu'il est *quasi* impossible de le modéliser à partir des données disponibles.

Pour obtenir les résultats mesurés, il faut alors passer par une méthode d'ajustement. Celui-ci consiste à calculer trois champs de défaut d_1 , d_2 et d_3 correspondants aux défauts engendrés par chacune des trois forces de bridage plus un champ correspondant au défaut d'usinage d_u .

Pour les quatres calculs EF, on fixe deux points à l'extrémité de la face inférieure de chaque patte de manière à obtenir une *charnière* orientée vers le centre du moyeu.

Les trois défauts de bridage sont calculés en appliquant une force de 100 N vers le haut à un noeud situé sur la face inférieure de la patte. De cette façon, on applique bien un moment de flexion à la patte qui provoque le soulèvement de la pièce. Le bras de levier entre le point d'application de la force et la charnière est connu et vaut

- 5.09 mm pour la patte 1,
- 3.36 mm pour la patte 2,
- 5.09 mm pour la patte 3.

Le défaut d'usinage est calculé pour les cinq cas en prenant une profondeur de passe variable estimée à partir des métrologies :

Pour chaque noeud de la surface usinée, on prend la côte z des 4 points les plus proches; on calcule la moyenne puis on ajoute celle-ci à la profondeur de passe (0.35 mm).

Pour chaque pièce, on dispose des quatres champs de défaut suivants

- d_u défaut d'usinage,
- d_1 défaut dû au bridage de la patte 1,
- d_2 défaut dû au bridage de la patte 2,
- d_3 défaut dû au bridage de la patte 3.

ainsi que du résultat mesuré d_m .

L'ajustement consiste à minimiser

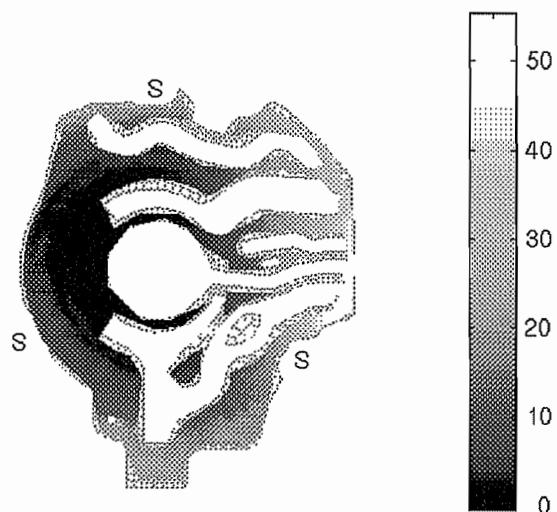
$$\alpha d_1 + \beta d_2 + \gamma d_3 + \delta d_u - d_m$$

par rapport aux coefficients α , β , γ et δ .

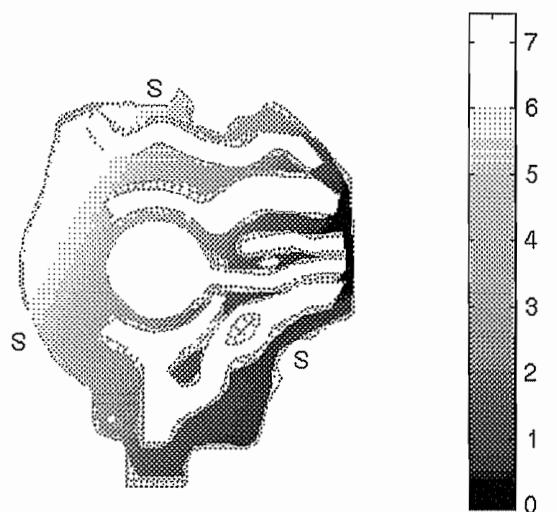
3.8. Exemple

Pour illustrer la méthode utilisée, voici les résultats de l'ajustement pour la pièce n°71.

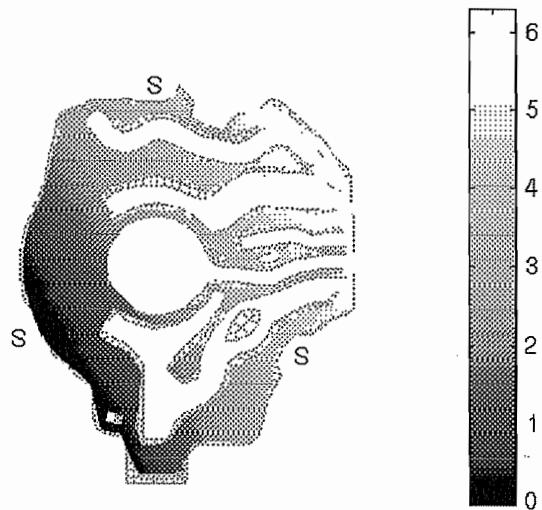
Résultat mesuré



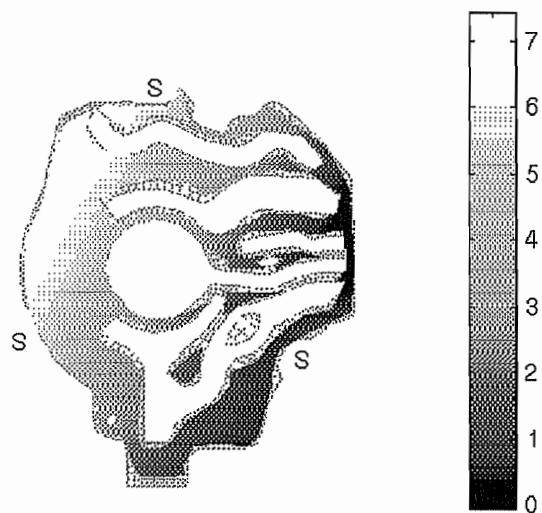
Résultat du bridage de la patte 1



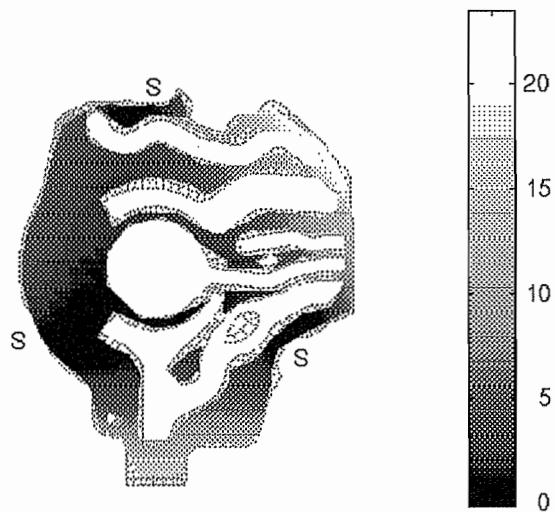
Résultat du bridage de la patte 2



Résultat du bridage de la patte 3



Résultat dû aux force d'usinage



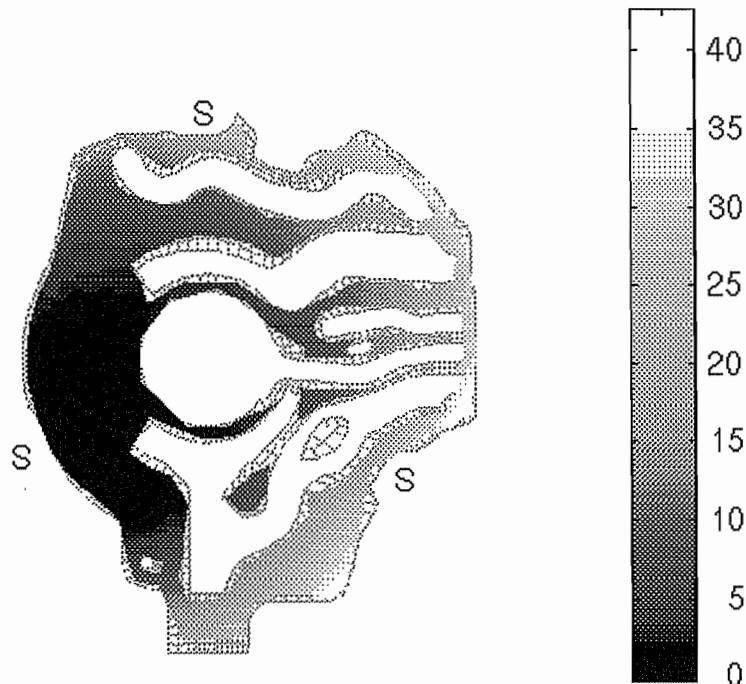
Valeurs des coefficients de l'ajustement

$$\begin{cases} \alpha = 8.73 \\ \beta = 16.2 \\ \gamma = 9.14 \\ \delta = 1.84 \end{cases}$$

Connaissant les valeurs des bras de levier des forces de bridage, on peut calculer les moments de flexion appliqués aux pattes, soient

$$\begin{cases} M_1 = \alpha 100 5.09 = 4443 \text{ N mm} \\ M_2 = \beta 100 3.36 = 5443 \text{ N mm} \\ M_3 = \gamma 100 5.09 = 4652 \text{ N mm} \end{cases}$$

Défaut obtenu après ajustement



Pour toutes les pièces, les résultats ajustés et les résultats mesurés sont très semblables. On retrouve des coefficients *quasi-identiques* dans tous les cas, ce qui tend à montrer que la méthode est assez correcte. Le fait que le bridage soit déformant a été confirmé par des mesures d'un moyeu bridé puis non-bridé. Les résultats de ces mesures sont fournis en annexe. Le coefficient δ du défaut d'usinage est toujours proche de deux, ce qui signifie que les forces d'usinage calculées sont deux fois trop petites.

On peut avancer deux explications à cela :

- soit les pressions spécifiques d'usinage (mesurées chez Renault) sont trop faibles. Dans le manuel du CETIM, pour des alliages d'Aluminium similaires, nous avons trouvé des pressions spécifiques de coupe deux fois plus grandes que celles utilisées pour ce cas-test (1150 au lieu de 651);
- soit un autre phénomène s'est produit durant l'usinage et n'est pas pris en compte dans les calculs.

Le montage du moyeu a été mesuré suite aux résultats obtenus par calcul et il s'avère que l'axe d'un des éléments du centreur (baguette en cuivre) n'est pas perpendiculaire par au plan des trois butées. Il y a donc beaucoup de chances que cet élément ait touché le moyeu durant l'usinage.

4. Résultats

4.0. Coefficients d'ajustements et défauts calculés

Les coefficients d'ajustements obtenus pour les 5 cas sont consignés dans le tableau suivant.

n° de la pièce	α	β	γ	δ
66	8.36	13.52	7.78	2.13
67	6.74	13.48	8.38	1.7
68	9.64	15.30	9.82	2.86
69	9.57	14.52	9.01	2.08
71	8.73	16.2	9.14	1.84

Les défauts calculés par la méthode des moindres carrés sont indiqués au tableau ci-dessous.

n° de la pièce	Défaut mesuré (μm)	Défaut calculé (μm)
66	38.53	28.93
67	34.61	28.18
68	41.85	36.2
69	37.36	32.64
71	39.3	31.82

4.1. Pièce n°66

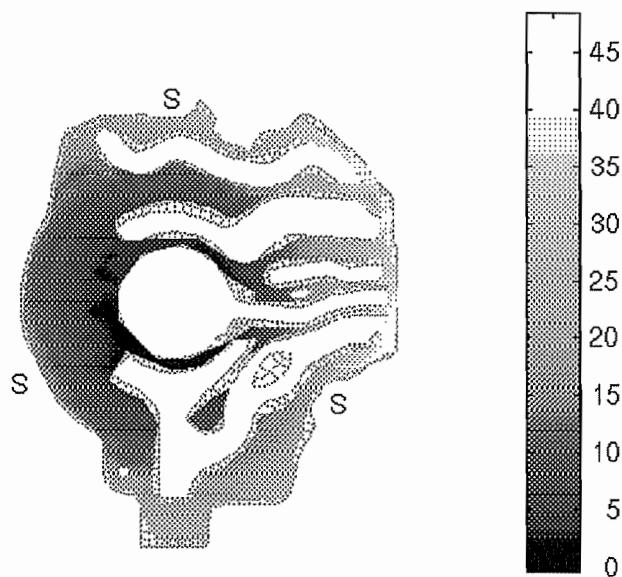


Figure 19 : Métrologie - pièce n°66

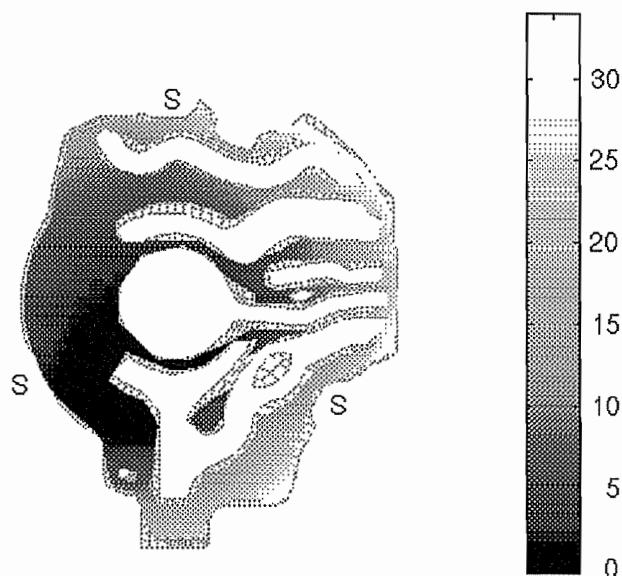


Figure 20 : Résultat obtenu après ajustement - pièce n°66

4.2. Pièce n°67

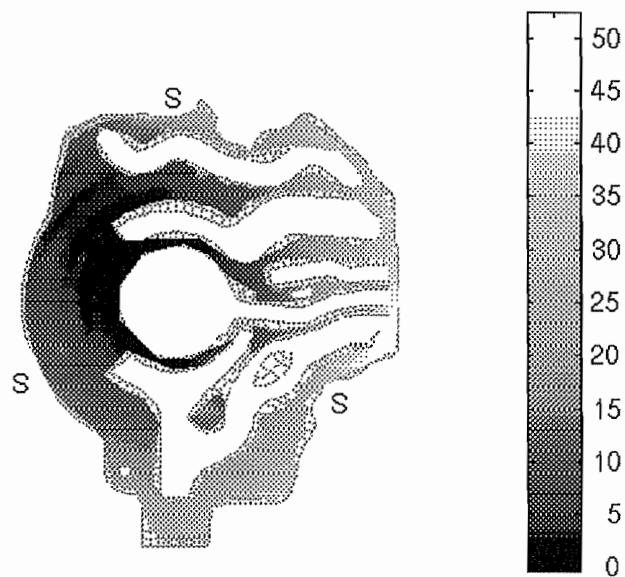


Figure 21 : Métrologie - pièce n°67

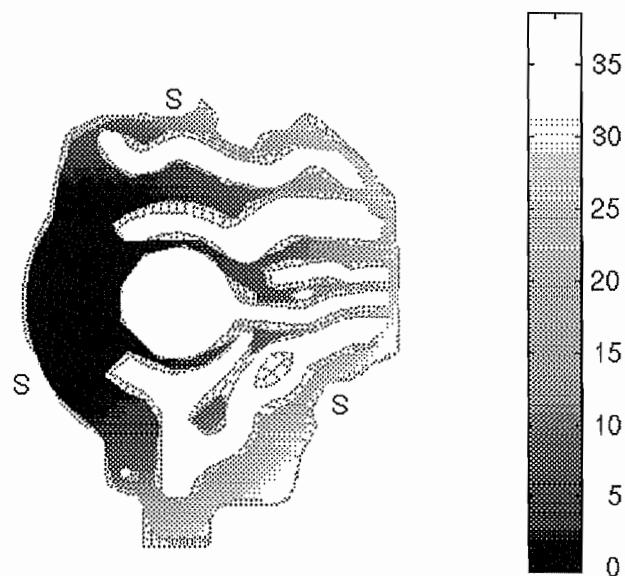


Figure 22 : Résultat obtenu après ajustement - pièce n°67

4.3. Pièce n°68

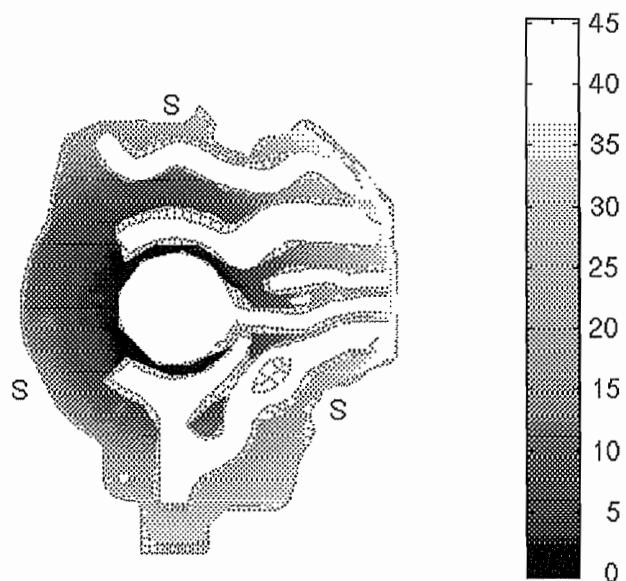


Figure 23 : Métrologie - pièce n°68

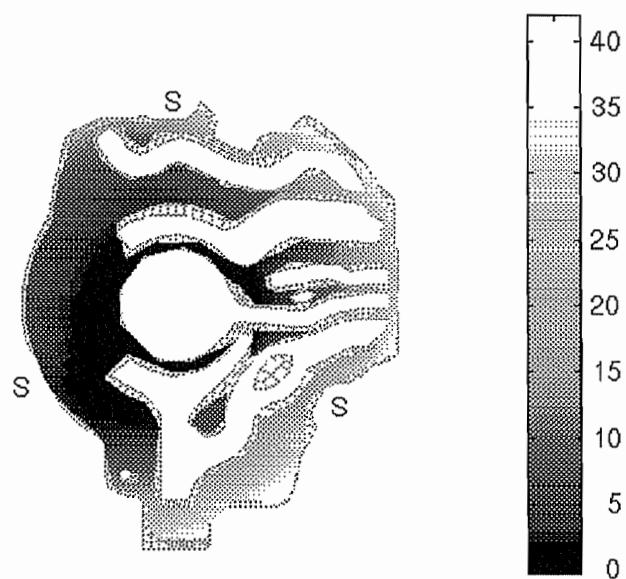


Figure 24 : Résultat obtenu après ajustement - pièce n°68

4.4. Pièce n°69

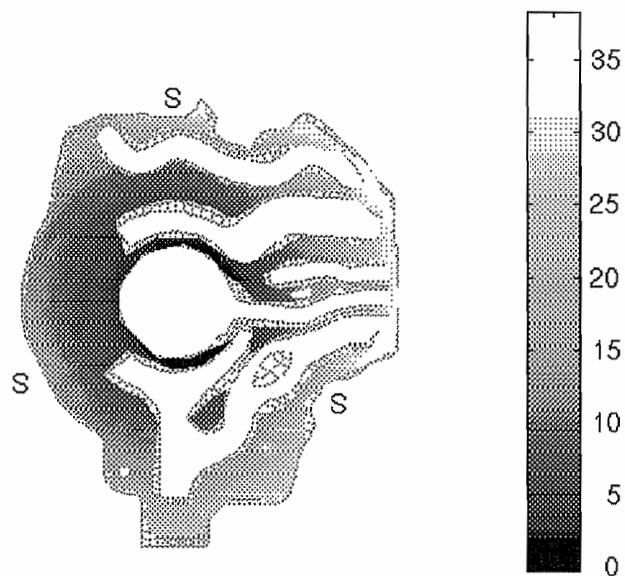


Figure 25 : Métrologie - pièce n°69

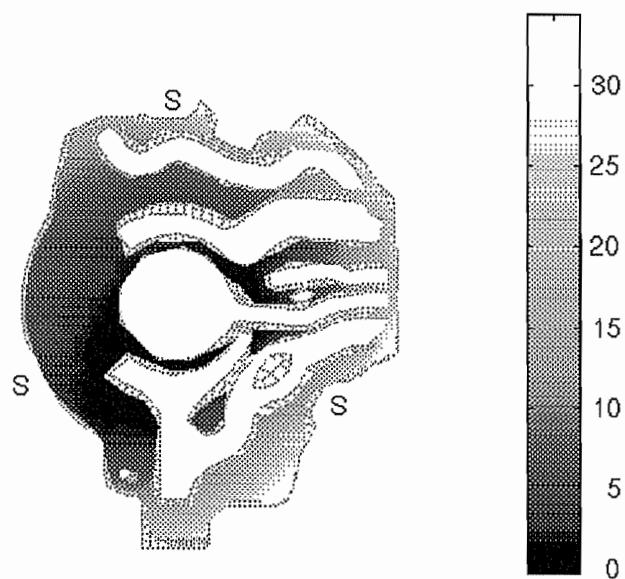


Figure 26 : Résultat obtenu après ajustement - pièce n°69

4.5. Pièce n°71

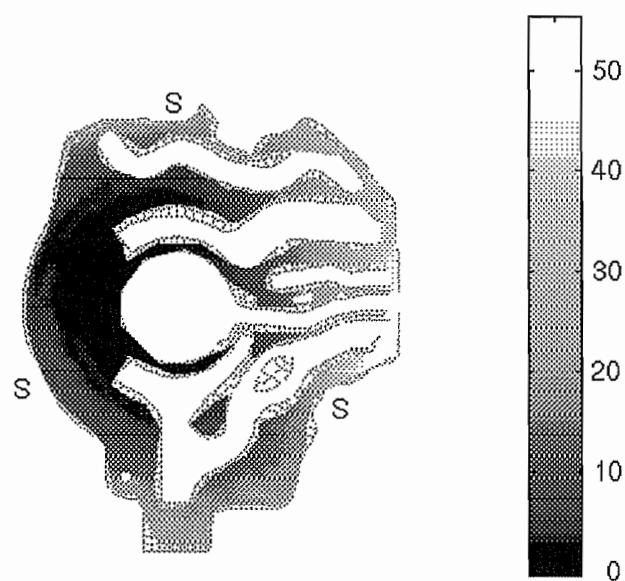


Figure 27 : Métrologie - pièce n°71

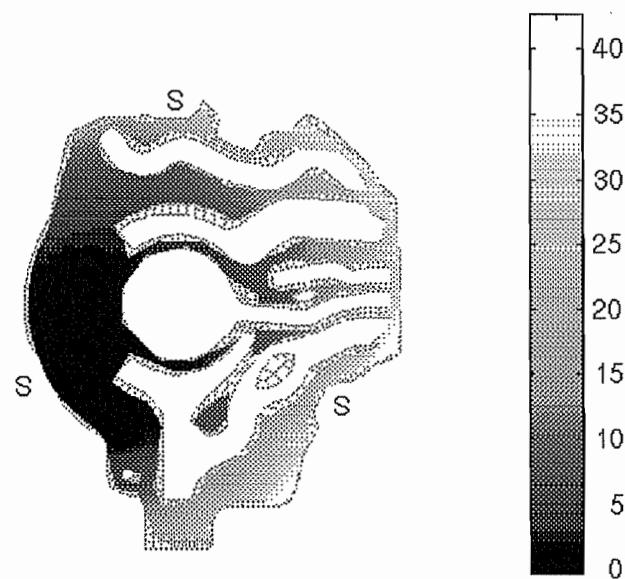


Figure 28 : Résultat obtenu après ajustement - pièce n°71

5. Conclusion

La composante principale du défaut est engendrée par le bridage. Lorsque la pièce est serrée, les pattes fléchissent et imposent à la pièce une déformation initiale non-négligeable (cf. annexes). Comme il n'est pas possible de modéliser directement les conditions de bridage, puisqu'elles varient d'une pièce à l'autre et qu'on ne connaît ni les intensités des forces, ni les points d'application, on ajuste les résultats EF aux résultats mesurés. Les coefficients sont très semblables d'un cas à l'autre, ce qui tend à prouver que la méthode utilisée a du sens.

Table des matières

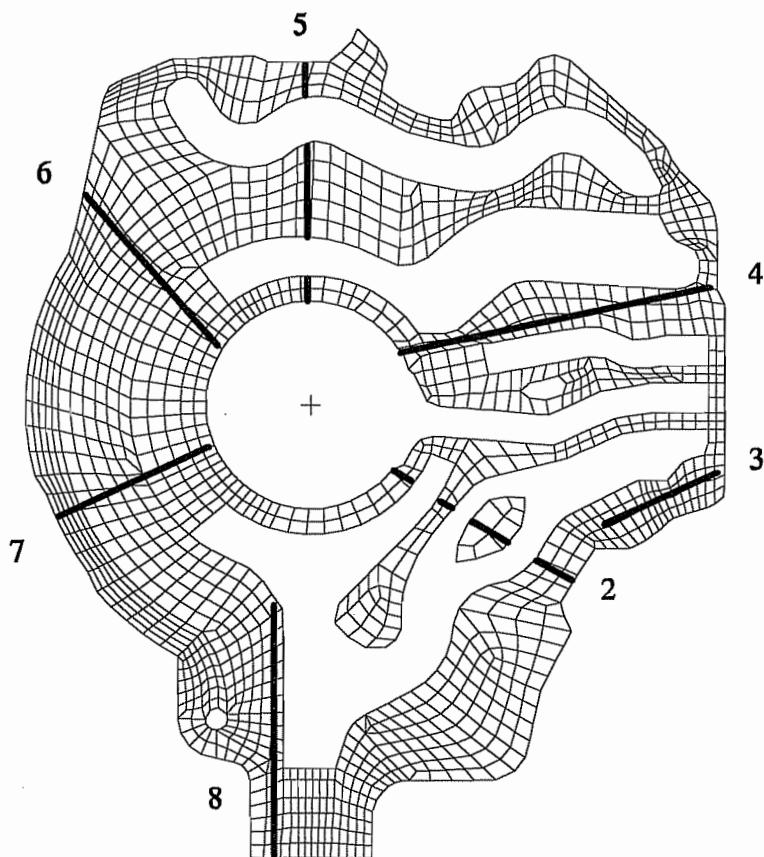
1. Présentation du cas-test	1
1.1. Pièce	1
1.2. Bridage	2
1.3. Conditions de coupe	3
2. Métrologies	4
2.1. Méthode de mesure	4
2.2. Méthode de visualisation des métrologies	4
2.3. Métrologies des pièces brutes	5
2.3. Métrologies des pièces usinées	6
3. Etapes du calcul	7
3.1. Modèle EF	7
3.2. Fixation complète aux appuis et profondeur de passe constante	7
3.3. Fixation complète aux appuis et profondeur de passe variable	8
3.4. Souplesses aux appuis et profondeur de passe variable	9
3.5. Fixation en 3 points et profondeur de passe variable	11
3.6. Fixation en 3 points, forces de bridage et profondeur de passe constante	12
3.7. Ajustement aux moindres carrés	14
3.8. Exemple	16
4. Résultats	20
4.0. Coefficients d'ajustements et défauts calculés	20
4.1. Pièce n°66	21
4.2. Pièce n°67	22
4.3. Pièce n°68	23
4.4. Pièce n°69	24
4.5. Pièce n°71	25
5. Conclusion	26

Annexe : Mesures de la déformée due au bridage

Méthode de mesure

La pièce a tout d'abord été mesurée simplement posée sur les trois appuis puis serrée. La surface est mesurée dans les deux cas sur 7 segments représentés à la figure ci-dessous.

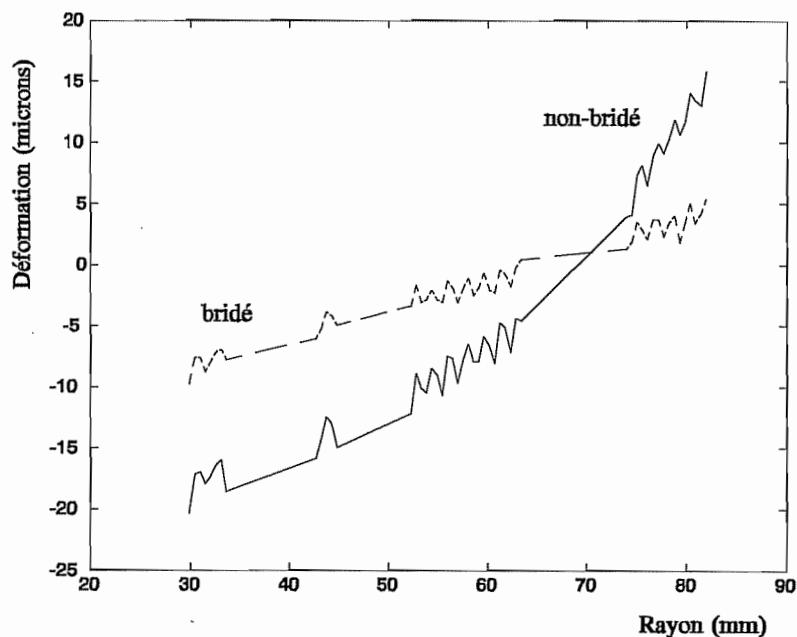
Les efforts de serrage appliqués n'ont pas été mesurés et ne correspondent donc pas exactement aux efforts appliqués aux pièces usinées mais cela permet d'avoir une idée de l'amplitude de la déformée due au bridage.



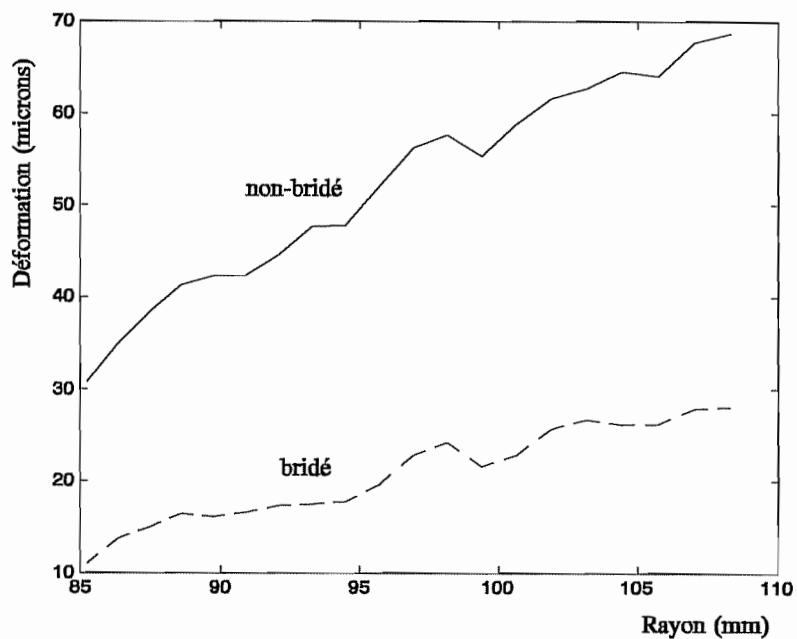
Résultats des mesures

Sur les figures suivantes sont représentés les côtes des points des segments de mesure en configuration non-bridée (en traits pleins) et bridée (en pointillés).

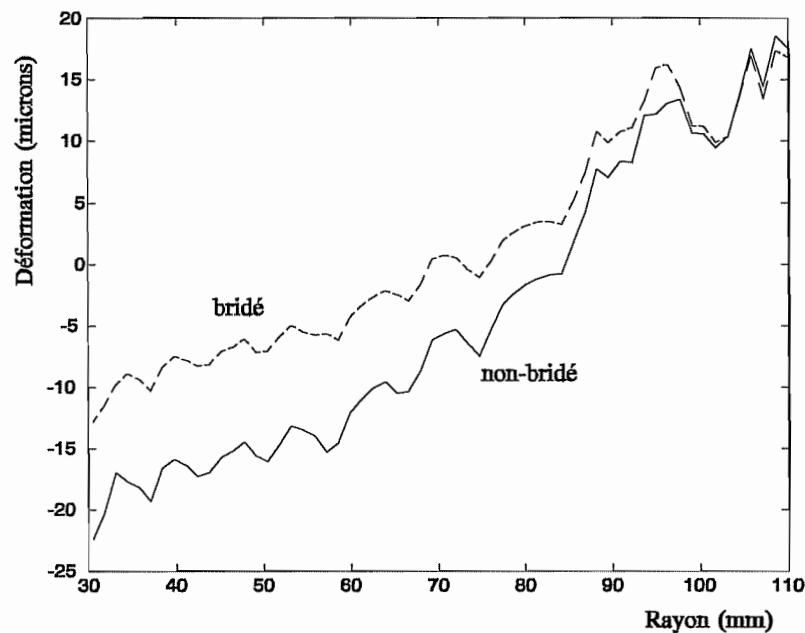
Segment n°2



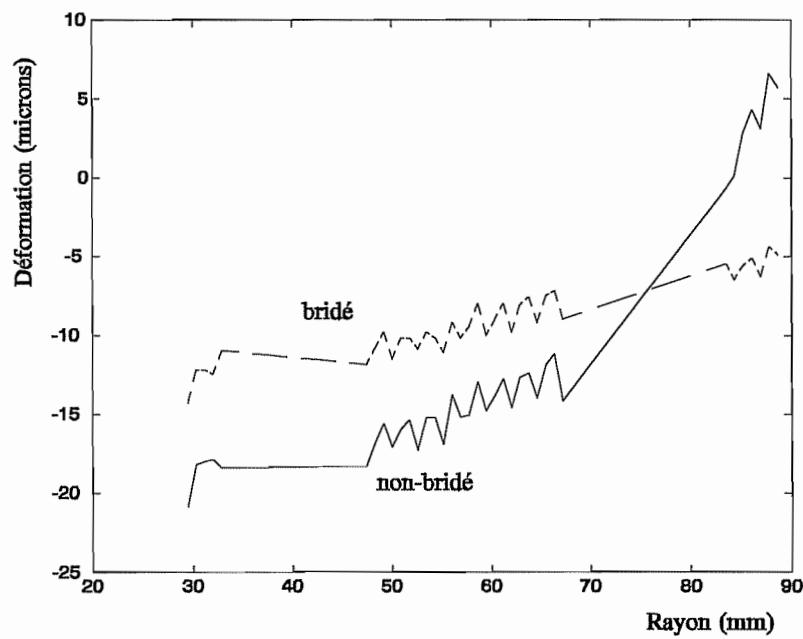
Segment n°3



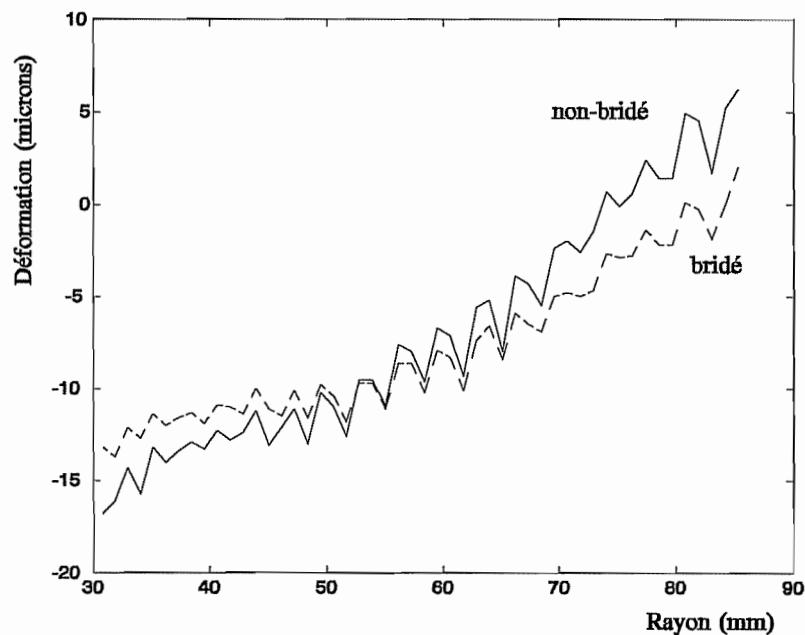
Segment n°4



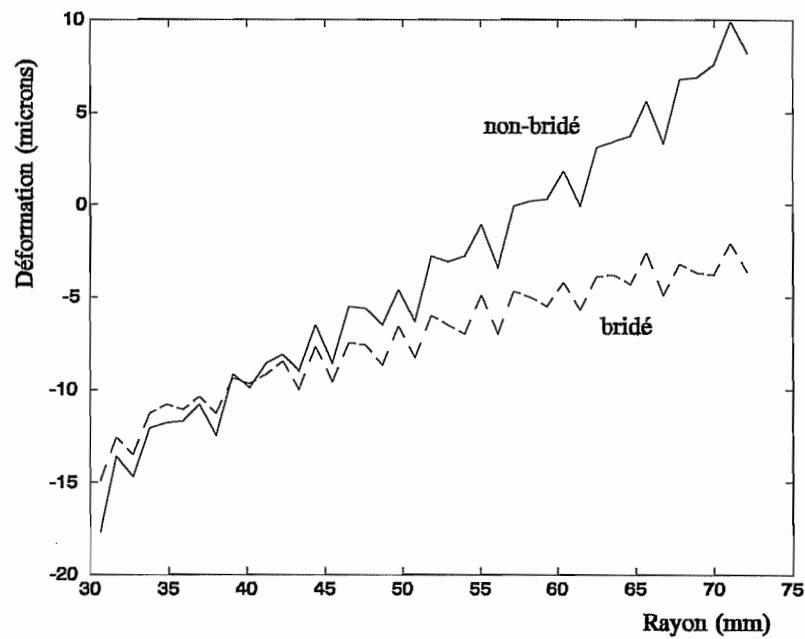
Segment n°5



Segment n°6



Segment n°7



Segment n°8

