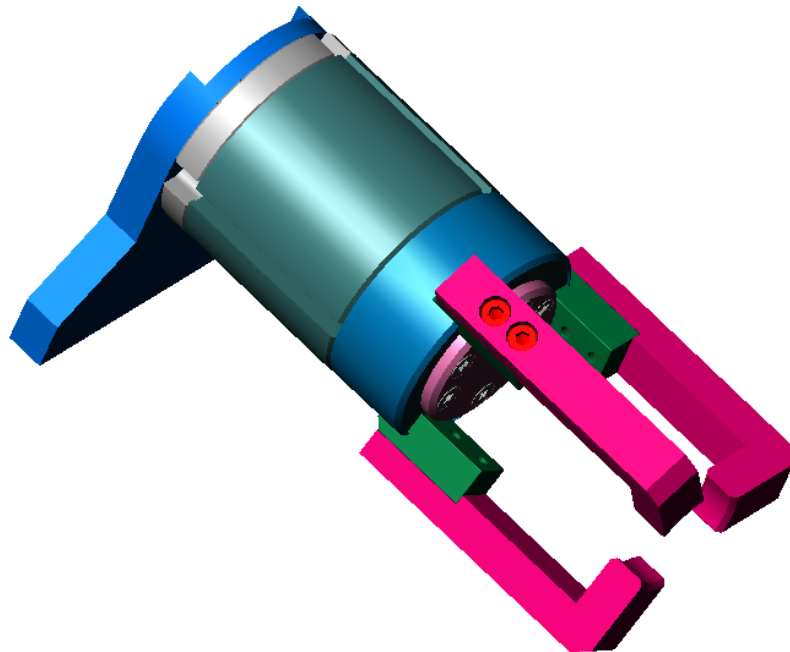
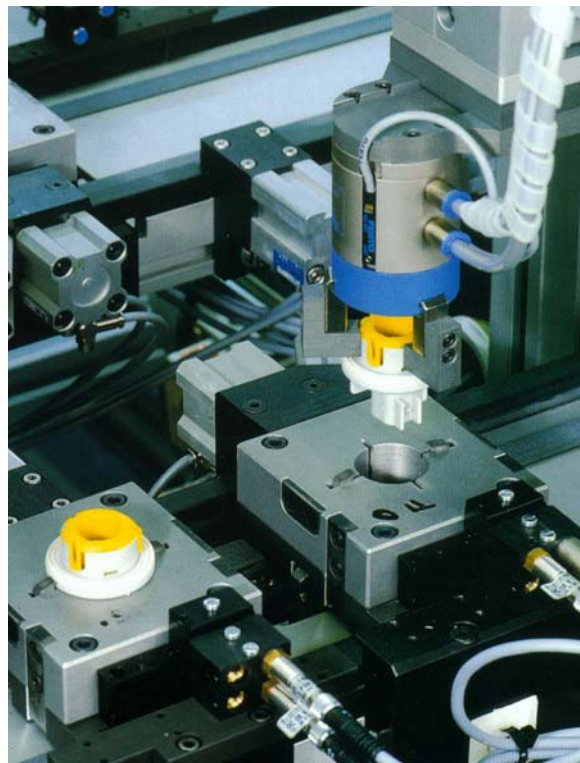


## Pince HGD

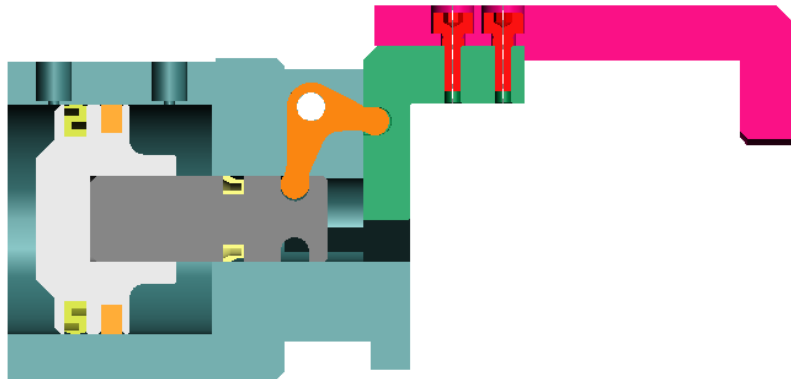
La pince HGD est une pince à commande pneumatique et serrage concentrique.



Elle peut ou non être équipée d'allonges pour serrer des pièces de différentes tailles.  
Exemple d'utilisation :



La cinématique de cette pince est relativement simple



Le dessin ci-dessus la représente , coupée , avec un seul mors de serrage.

### Modélisation :

Les différents groupes fonctionnels sont :

- l'ensemble corps fixe et couvercles nommé CORPS
- l'ensemble piston en deux parties et joints nommé PISTON
- les 3 leviers nommés LEVIER1 , LEVIER2 et LEVIER3
- les 3 mors avec allonges nommés MORS1 , MORS2 et MORS3
- La pièce à serrer nommée PIECE

### Hypothèses

Les liaisons sont supposées parfaites.

On ne serre pas de pièce.

Le corps est lié au bâti , référentiel fixe.

Modélisation des liaisons en tenant compte dans un premier temps de la géométrie supposée du contact , ou en observant le mouvement relatif :

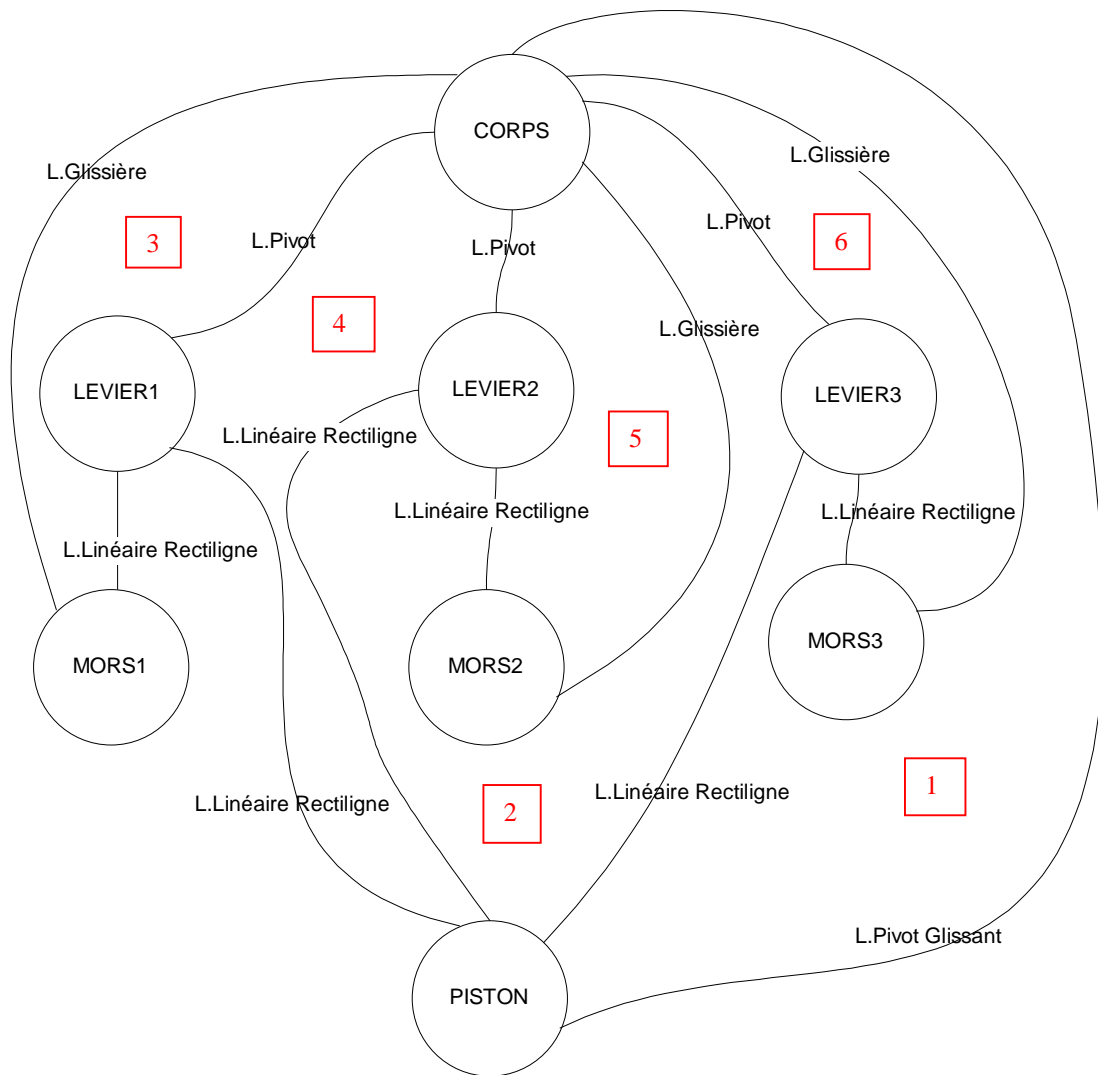
### Tableau des liaisons

	CORPS	PISTON	LEVIER	MORS
CORPS		Pivot Glissant	Pivot	Glissière
PISTON	Pivot Glissant		Linéaire Rectiligne	
LEVIER		Linéaire Rectiligne		Linéaire Rectiligne
MORS	Glissière		Linéaire Rectiligne	

Remarque :

Un seul levier et un seul mors ont été comptabilisés, les 2 autres ayant les mêmes caractéristiques.

Graphe fonctionnel en tenant compte des 3 leviers et des 3 mors.



### Etude de l'hyperstatisme

Les cycles sont indiqués en rouge.

On voit que le nombre cyclomatique  $\gamma$  vaut 6. On peut le vérifier en calculant :  
 $\gamma = l - n + 1$  avec  $l$  = nombre de liaisons (ici  $l = 13$ ) et  $n$  = nombre de pièces (ici  $n = 8$ )

Inconnues cinématiques :

- |                                  |                                   |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 Liaison pivot glissant         | $\rightarrow n = 1 \times 2 = 2$  |
| 3 Liaisons pivots                | $\rightarrow n = 3 \times 1 = 3$  |
| 3 Liaisons glissières            | $\rightarrow n = 3 \times 1 = 3$  |
| 6 Liaisons linéaires rectilignes | $\rightarrow n = 6 \times 4 = 24$ |

Soit au total 13 liaisons ( $l = 13$ ) et 32 inconnues cinématiques ( $N_c = 32$ ).

## Mobilités

La mobilité du mécanisme est composée de  
une mobilité « utile » → la translation du piston qui commande la fermeture/ouverture.  
une mobilité « interne » → la rotation du piston autour de son axe.

La mobilité  $m$  du mécanisme vaut donc  $m = 2$

Degré d'hyperstatisme de la pince ainsi modélisée :

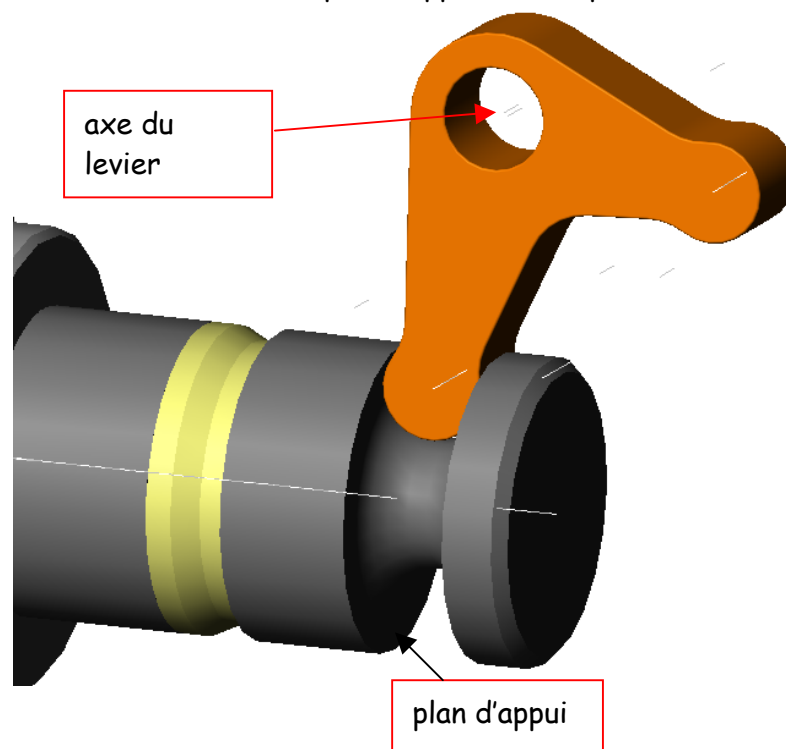
$$h = m + 6 \cdot \gamma - N_c$$

$$\text{Ici } h = 2 + (6 \cdot 6) - 32 = 6$$

La pince est hyperstatique de degré 6, comme le logiciel de calcul nous le confirme.

D'où provient cet hyperstatisme ?

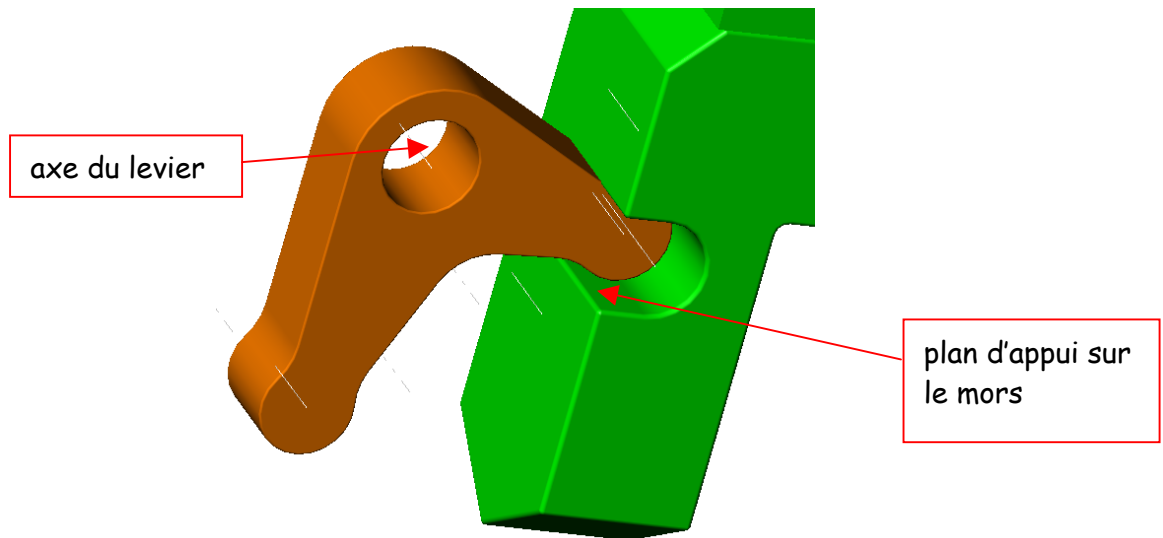
Il semble que la linéaire rectiligne entre le piston et le levier pose le problème du parallélisme de l'axe du levier avec le plan d'appui avec le piston (voir ci-dessous).



Le contact est plus probablement un point plutôt qu'un segment. On peut donc changer la modélisation en une liaison ponctuelle plus proche de la réalité. Cela permettra également d'augmenter le nombre d'inconnues cinématiques de 1 par liaison ( $n$  passe de 4 à 5). En remplaçant les 3 linéaires rectilignes par 3 ponctuelles, on diminue donc de 3 le degré d'hyperstatisme ; c'est mieux mais pas encore suffisant.

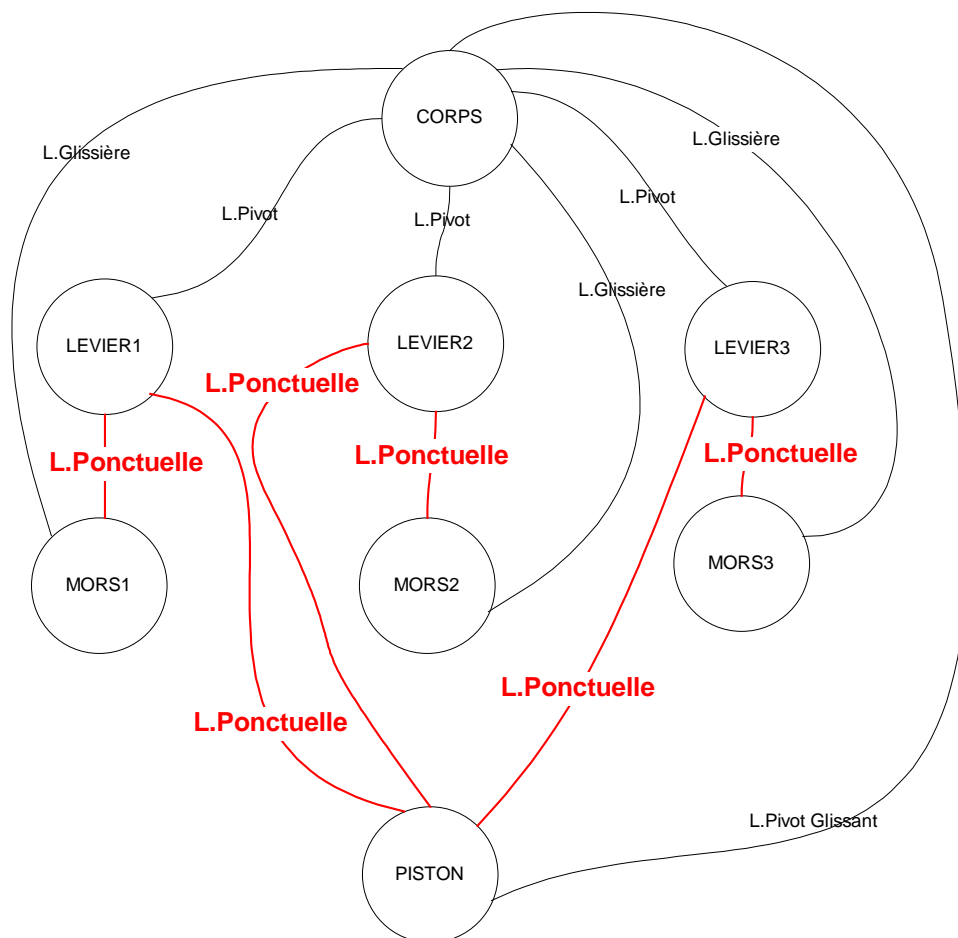
On peut remarquer que le problème ne se pose pas que d'un seul côté du levier.  
En effet, le contact mors-levier pose le même problème de parallélisme.

On ne peut garantir le parallélisme de l'axe du levier avec le plan d'appui avec le mors.



On peut donc logiquement remplacer la liaison levier-mors modélisée par une liaison linéaire rectiligne par une liaison ponctuelle.  
En faisant cela pour les 3 liaisons mors-levier, on devrait rendre la pince isostatique..

Nouvelle modélisation :



Le nombre cyclomatique est inchangé, de même que la mobilité.

Le nombre d'inconnues cinématiques est passé de 32 à 38.

On a donc maintenant :

$$h = 2 + 6 \times 6 - 38 = 0$$

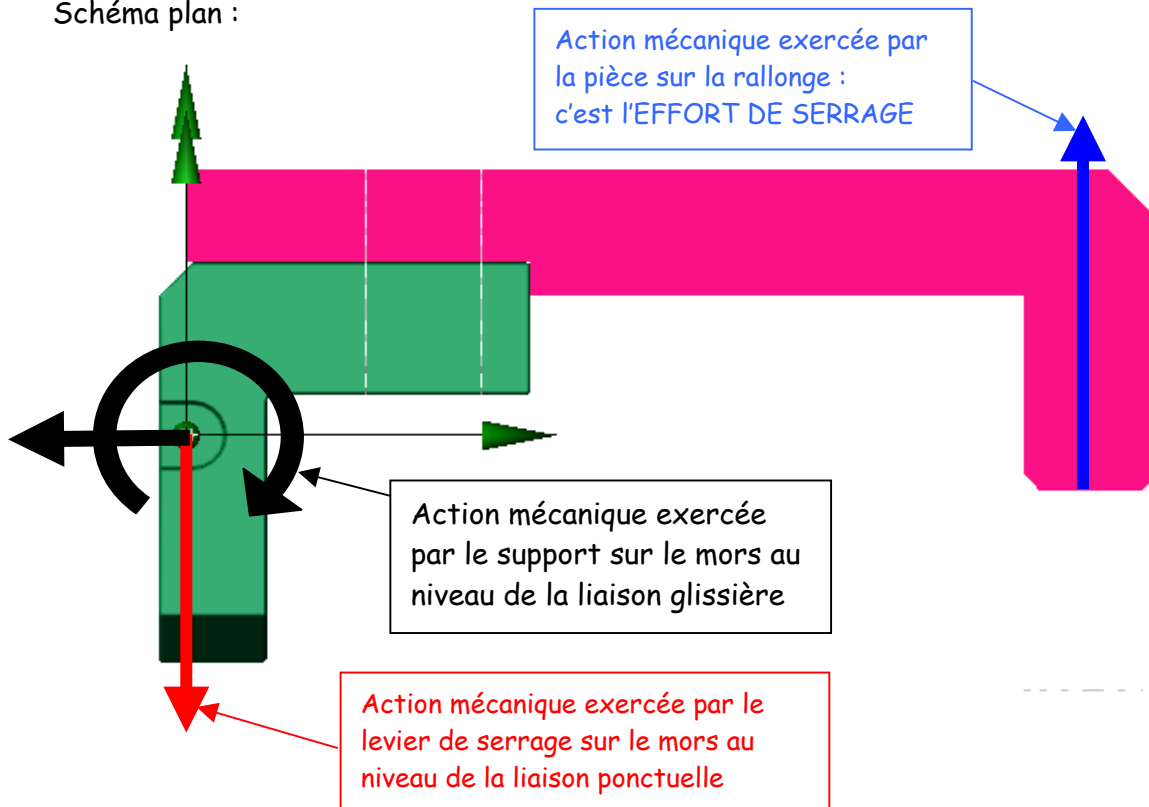
La modélisation envisagée est donc isostatique.

Posons nous le problème de la variation de l'effort de serrage en fonction des dimensions de la pièce serrée.

Notre hypothèse considérant le bâti fixe et les liaisons parfaites nous permet de dire que la puissance développée par l'effort moteur sur le piston est intégralement fournie à la pièce par l'intermédiaire des 3 mors de serrage.

On se place dans le plan d'évolution d'un mors de serrage.

Schéma plan :



Si la puissance motrice est intégralement fournie à la pièce à serrer , on peut aisément avoir une image de la variation de l'effort de serrage en observant la vitesse de déplacement du mors ( ou de l'allonge).

Cet ensemble mobile étant en translation , par rapport au corps fixe , la vitesse est la même en tout point et donc on peut l'observer à l'intérieur de la liaison glissière entre le mors et le corps.

### Simulation :

Les liaisons précédemment définies ont été installées.

Il est à noter que les ponctuelles ont été placées sur l'axe des cylindres de contact des leviers ; c'est sans conséquence avec des liaisons ponctuelles parfaites ,car ce point est situé sur le support de l'action mécanique.

Par contre si le frottement devait être comptabilisé , il faudrait en tenir compte et corriger .

Le piston a été placé en position droite , le serrage s'effectuant lors d'un déplacement vers la gauche.

Une liaison à contact (point/ligne) a été placée entre l'extrémité du piston et le couvercle gauche pour servir de butée.

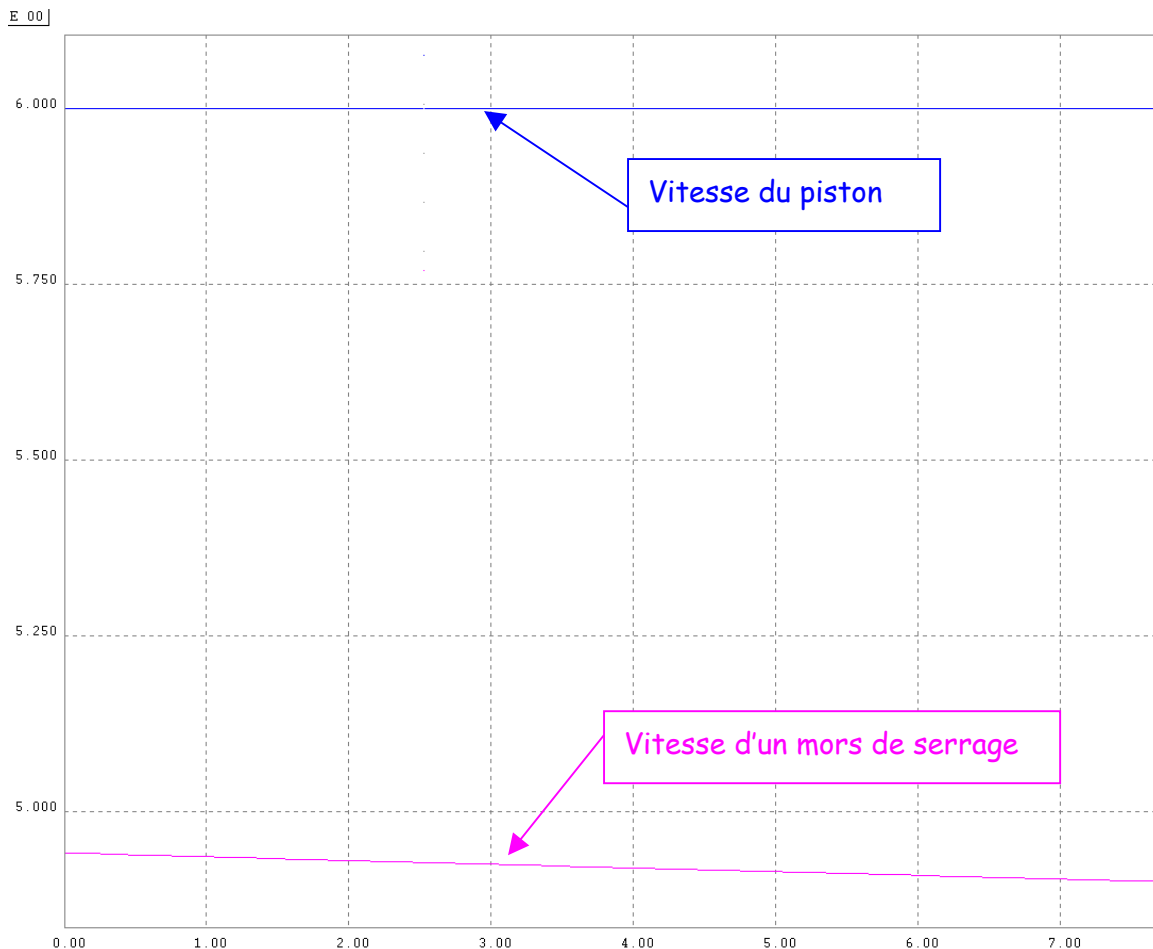
Un effort quelconque de 1000N a été appliqué au piston à l'intérieur de la liaison pivot glissant ( effort articulaire).

La vitesse de 6mm/s a été choisie constante pour le déplacement du piston.

La puissance motrice est donc constante.

L'étude se faisant pendant 1 seconde , et la course étant de 4,9 mm , la liaison à contact stoppera le piston avant qu'il n'atteigne la course totale.

Résultat obtenu :



La vitesse d'un mors de serrage est quasi constante .

Comme la puissance est également constante , on en déduit que cette courbe bleue traduit la faible variation de l'effort de serrage.

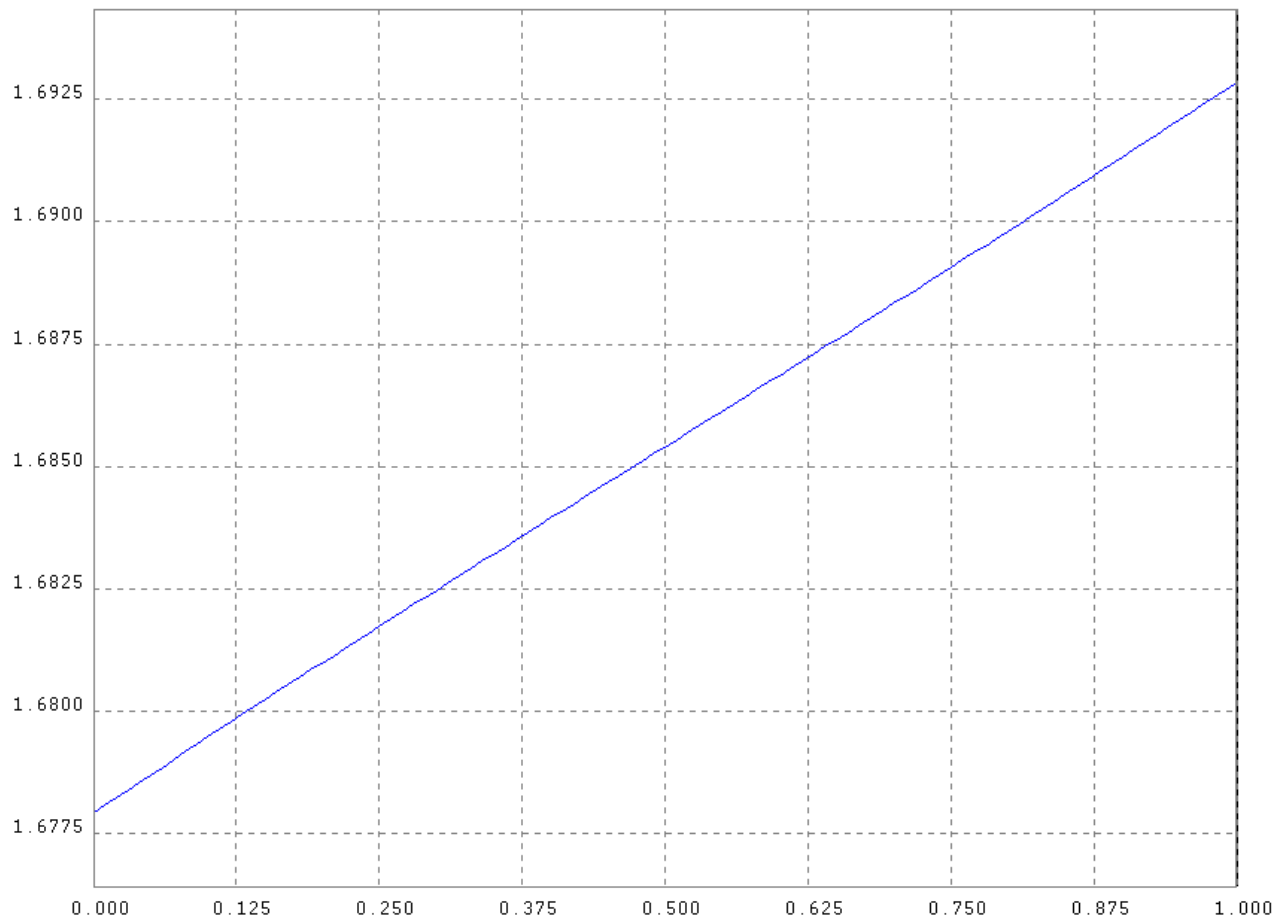
**Ce résultat semble important et justifie la géométrie de la pince HGD.**

En considérant la pince alimentée à la pression de 6 bars , et en déplaçant le piston de 4,9 mm comme l'y autorise la géométrie , on obtient la variation de l'effort de serrage sur la courbe suivante.

Cet effort de serrage a été défini comme une variable utilisateur telle que :

$$\text{Effort de serrage} = (\text{Effort moteur} * \text{vitesse du piston}) / (\text{vitesse du mors} * 3)$$

Courbe obtenue :



On obtient un effort de serrage variant linéairement entre 167,7 N et 169,2 N soit une variation inférieure à 1%.

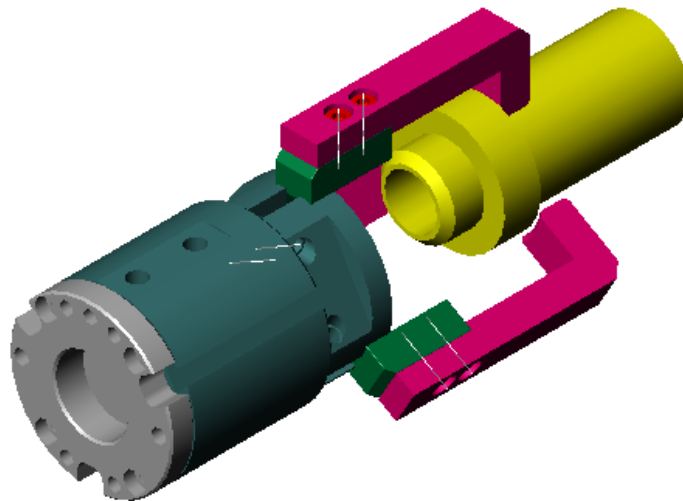
Confrontation des résultats avec les données du constructeur :

Pour ce qui concerne l'effort de serrage , le constructeur le donne sous une pression d'alimentation de 6 bars égal à 130N.

De plus , il fournit une courbe montrant la variation de cet effort en fonction de l'éloignement de la pièce ; cette variation quasi linéaire fait passer l'effort de serrage de 130 à 70 N environ lorsque la distance séparant le corps de la pièce passe de 0 à 60 mm.

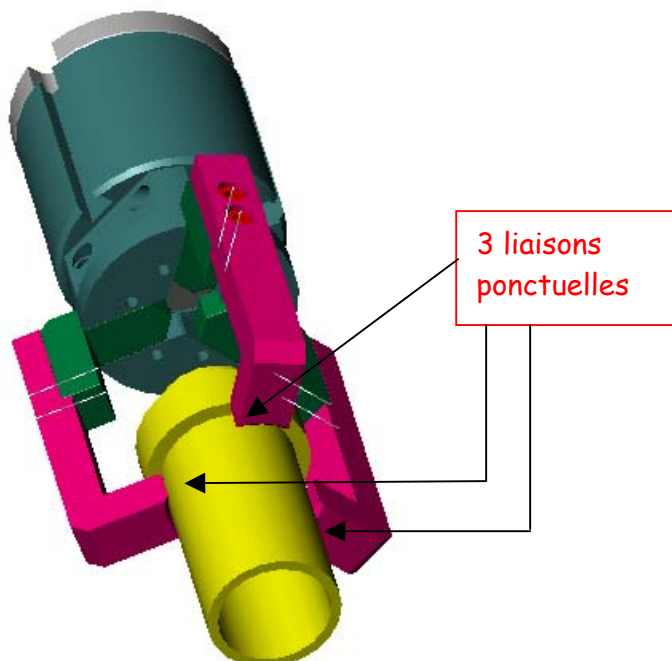
Avec la modélisation choisie , l'effort de serrage ne peut varier quand la pièce s'éloigne du corps.

Vérifions cet effort de serrage en serrant vraiment une pièce.

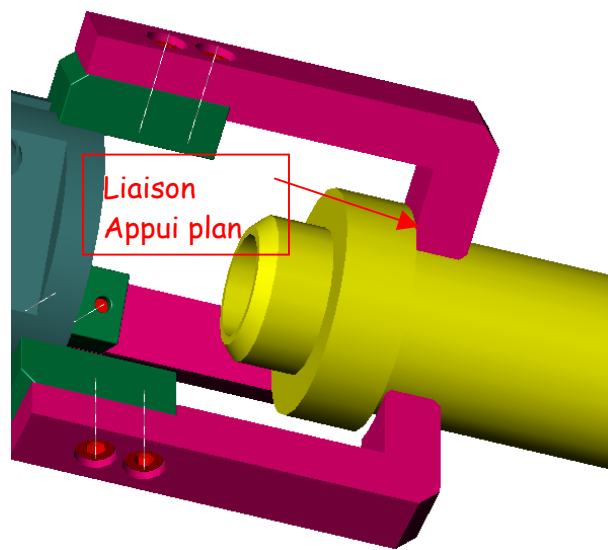


Modélisation choisie.

Il semble qu'une liaison ponctuelle entre chaque mors et la pièce pourrait convenir.  
( hypothèse abusive )

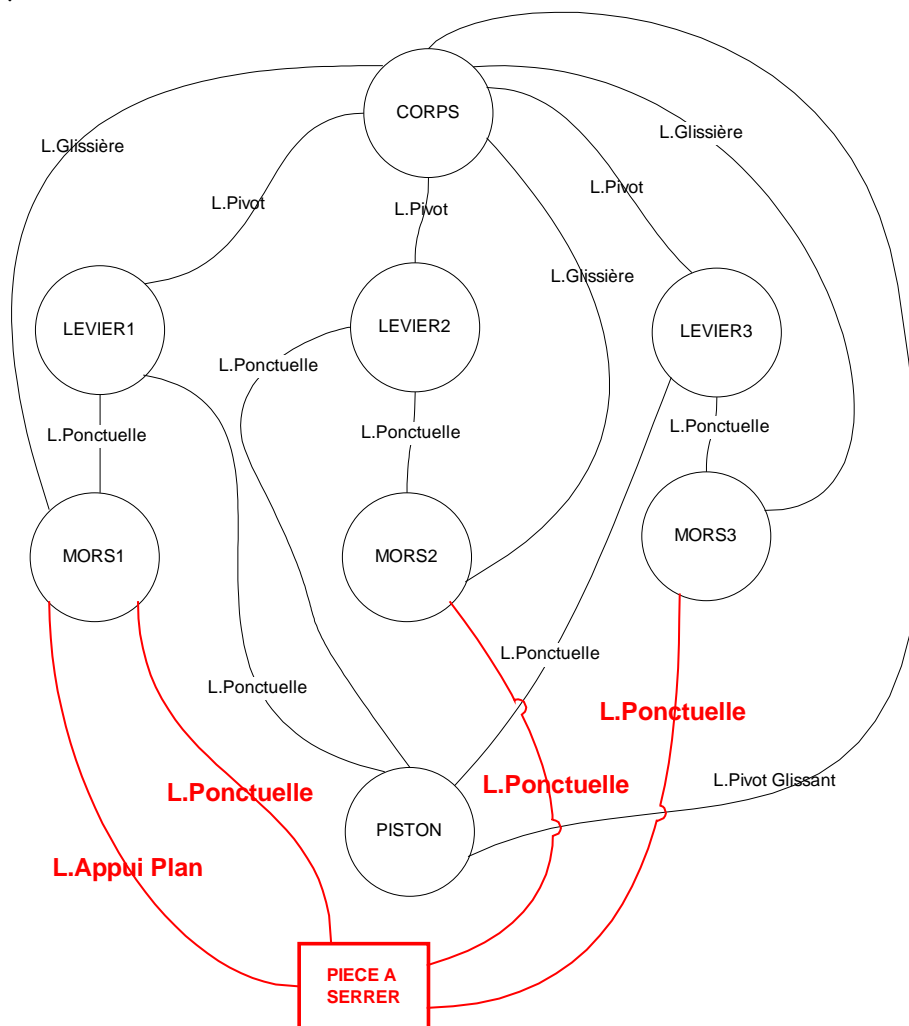


De plus pour positionner la pièce angulairement , on ajoutera une liaison appui plan entre la pièce à serrer et l'un des mors , ce plan étant perpendiculaire à l'axe de la pince.



Montrons le caractère isostatique de cette modélisation

Le graphe fonctionnel devient :



Le nombre de pièces est passé à 9.

Il y a maintenant 17 liaisons.

On constate donc que le nombre cyclomatique est devenu égal à 9.

La liaison appui plan apporte 3 inconnues cinématiques et les 3 liaisons ponctuelles en apportent 15.

Le nombre total d'inconnues cinématiques est donc de :

→ 1 liaison appui plan	$n=1*3=3$
→ 3 Liaisons pivots	$n=3*1=3$
→ 9 Liaisons ponctuelles	$n=9*5=45$
→ 3 Liaisons glissières	$n=3*1=3$
→ 1 Liaison pivot glissant	$n=1*2=2$

Au total le nombre d'inconnues cinématiques est  $N_c = 56$

Mobilités utiles : Il n'y en a plus si la pince est considérée serrée ( plus de mouvement d'avance du piston)

Donc  $\mu = 0$

Mobilités internes : Il y en a 2

- La rotation du piston autour de son axe
- La rotation de la pièce à serrer autour de son axe.

Au total , la mobilité est donc :  $m = 2$

On arrive au calcul du degré d'hyperstatisme :

$$h = m + 6\gamma - N_c$$

$$h = 2 + 6*9 - 56 = 0$$

**La modélisation choisie est donc isostatique .**

Les liaisons entre la pièce à serrer et les mors sont entrées à l'aide du logiciel de calcul. Il est à noter que les liaisons ponctuelles entre les mors et la pièce n'étant pas permanentes , on utilisera des liaisons à contact ( point sur disque).

On vérifie ainsi que l'effort de serrage est bien de l'ordre de 167 N.

D'où provient cette différence importante avec les données du constructeur ?

On peut se poser le problème de la modélisation choisie et de ses conséquences.

### Remise en question des choix effectués pour la modélisation :

#### Le frottement sans modifier la modélisation

Il ne changera que peu de choses ; les mors étant en liaison glissière avec le corps et se déplaçant en translation rectiligne, l'effort de serrage ne pourra dépendre de la position de la pièce à serrer.

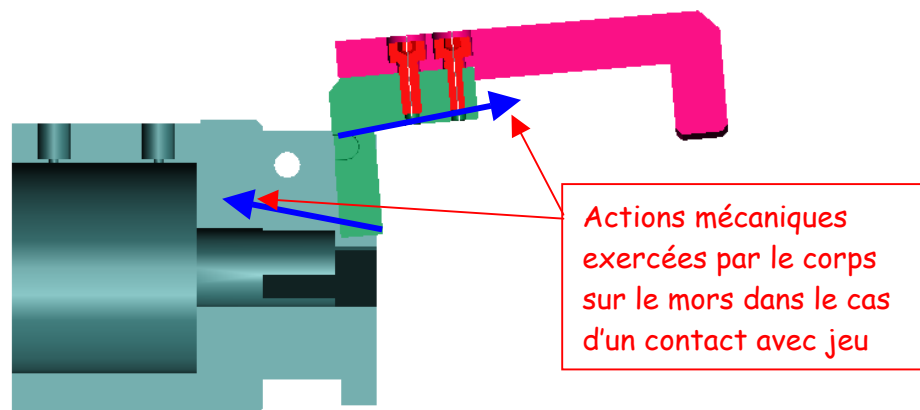
On aura toujours un effort de serrage qui sera égal en norme à la composante normale de l'action des leviers sur les mors.

#### Les liaisons glissières

Si l'on veut se rapprocher de la réalité, il est nécessaire d'autoriser la rotation des mors par rapport au corps (à cause du jeu) et donc de remplacer les liaisons glissières par deux liaisons ponctuelles (liaison à contact) et un appui plan

Le couple évoluant avec la position axiale de la pièce, l'effort normal dans les liaisons ponctuelles va varier de manière significative. Les composantes tangentielles vont alors être modifiées de façon importante.

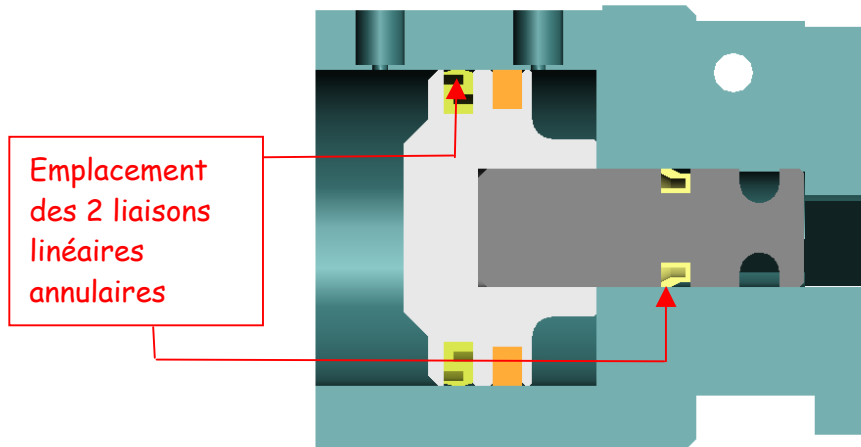
L'effort de serrage dépendra donc de la position axiale de la pièce ce qui correspondra à ce qu'indique le constructeur.



#### Le jeu dans la liaison piston - corps

La liaison pivot glissant entre le corps et le piston peut être modifiée. En effet, il semble que le contact piston-corps s'effectue sur les 2 joints (le grand et le petit).

On aurait donc sans doute intérêt à remplacer cette liaison par 2 liaisons linéaires annulaires placées au niveau des plans médians des joints.



### Le jeu dans les liaisons piston-leviers et leviers-mors

Ces liaisons devraient, pour se rapprocher de la réalité et comptabiliser le jeu existant, être remplacées par des liaisons à contact (non permanent).

Ces 6 liaisons ponctuelles seraient donc transformées en 12 liaisons à contact (planes)

