

CALORIMÈTRE ATLAS

(éléments de corrigé de sujet 2000 - P. BOURDET et S. KONIECZKA)

PARTIE 1 : Etude d'un absorbeur et de sa mise en forme.

1-1 On se propose de calculer le poids des absorbeurs

Question 1-1-a :

	Acier Inox	Plomb	Pré-imprégné
Masse volumique kg/m ³	7900	11300	1500
Nombre de feuilles	2	1	2
Épaisseur de la feuille mm	0,2	1,5	0,13
Masse des feuilles kg	7,309 kg	39,21 kg	0,90 kg
Masse d'un absorbeur kg	47,416 kg		
Masse d'un demi calorimètre	48554 kg		
Poids du calorimètre	→ (Masse 97109 kg) 952 640 N		

Tableau c-1 : Poids des feuilles, d'un absorbeur, du calorimètre.

Question 1-1-b :

→ L'angle $\alpha_{i+1} - \alpha_i = 360 / 1024 = 0,3516$ degrés
 $2. / 1024 = 0,006136$ rad

On considère le pan de rayon moyen r_j d'angle α_j (Fig. c-1).

On a :

$$r_j = (h + e) / \sin(\alpha_j)$$

L'écartement h devant être constant d'un pan à l'autre, la relation suivante doit être vérifiée :

$$r_j \cos(\alpha_j) = (h + e) / \sin(\alpha_j) \cdot \cos(\alpha_j) = \text{constante}$$

Ainsi les pans qui s'éloignent de plus en plus de l'axe du calorimètre (r_j croissant) sont caractérisés par des angles α_j croissants, de façon à vérifier l'équation précédente.

→ L'écartement entre les pans ne peut rester constant, car l'un d'eux s'obtient par rotation à partir de l'autre.

Ainsi :

$$h = (e) / 4 = 0,175 \text{ mm}$$

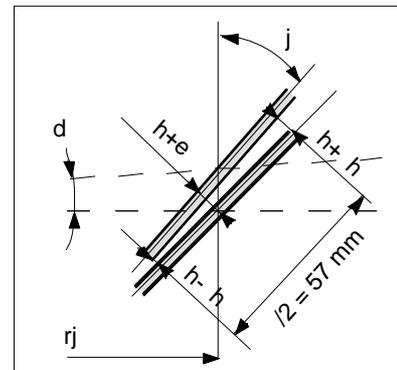


Fig. c-1 : Espace entre deux pans

Cette erreur sera négligée, car il serait trop coûteux de réaliser des plots de différentes épaisseurs calibrées et les disposer aux bons endroits. En effet, elle représente une erreur relative de :

$$\pm h/h = \pm 2\%$$

car, pour $r_{\text{moyen}} = (2,3 + 6,8)/2 = 4,55$ m et $\alpha_{\text{moyen}} = 40^\circ$ on trouve l'ordre de grandeur de h :

$$h = 4,55 \cos(40^\circ) \cdot 0,006136 - 2,16 = 8,5 \text{ mm}$$

1-2 On cherche à estimer le moment de flexion :

Question 1-2-a :

→ Les contraintes de traction dans le plomb et dans la fibre de verre préimprégnée sont négligées car la contrainte limite élastique de ces matériaux est faible devant celle de l'acier.

La fig. c-2 ci-contre montre la répartition des contraintes dans une section droite du pli, en supposant la limite élastique de l'acier infinie. En effet, si R est le rayon de courbure :

$$M = EI / R \text{ et } \sigma_{\text{max}} = M e / 2I$$

$$\text{alors } \sigma_{\text{max}} = E e / 2R$$

Mais cette contrainte étant limitée, elle ne pourra dépasser sa valeur limite $\sigma_{ei} = 200$ MPa.

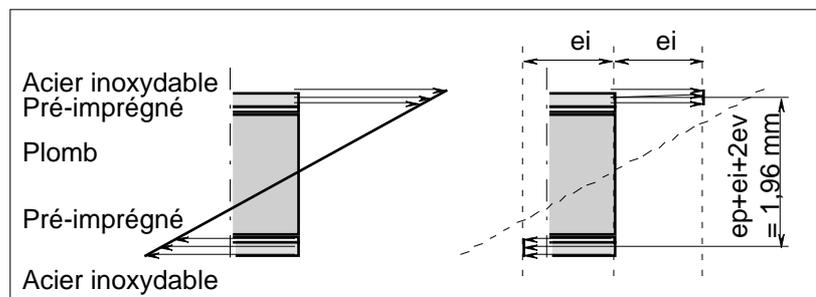


Fig. c-2 : Contraintes constantes dans l'acier inoxydable, nulles dans le pré-imprégné et le plomb

Question 1-2-b :

→ Le moment de flexion M vaut :

$$M = e_i L e_i (e_i + e_p + 2e_v) \quad \text{AN : } M = 235,2 \text{ Nm}$$

1-3 On se propose de calculer les forces que doit développer la presse accordéon.

Question 1-3-a :

→ L'équilibre d'un pan d'absorbeur de longueur $l/2$ donne l'équation de moment

$$2 M - F (l/2) \sin(\alpha) = 0 \text{ d'où l'on tire } F = 4M / (l \sin(\alpha))$$

L'équilibre des pans extrêmes d'absorbeur de longueur $l/4$ donne :

$$F' = 8M / (l \sin(\alpha))$$

→ A. N. : Avec $M = 250 \text{ Nm}$, $l = 114 \text{ mm}$ et $\alpha_0 = 39,9^\circ$ on trouve :

$$F_0 = 13\,675 \text{ N et } F'_0 = 2 F_0 = 27\,350 \text{ N}$$

Il était donc licite de négliger le poids de l'absorbeur (465 N) ce qui sera fait aussi dans la suite.

Question 1-3-b :

→ La force que doit exercer la table supérieure sur l'absorbeur régulier pour $\alpha_0 = 39,9^\circ$, vaut :

$$\text{Force (table supérieure / tôle)} = 12 F_0 + 2 F'_0 = 16 F_0 = 218\,800 \text{ N (verticale descendante)}$$

Question 1-3-c :

La force que doit exercer la table inférieure sur l'absorbeur régulier pour $\alpha_0 = 39,9^\circ$, vaut :

$$\text{Force (table inférieure / tôle)} = 12 F_0 = 164\,100 \text{ N (verticale ascendante)}$$

Question 1-3-d :

La force que doit exercer le bâti sur l'absorbeur régulier pour $\alpha_0 = 39,9^\circ$ s'obtient par différence :

$$\text{Force (bâti / tôle)} = 4 F_0 = 54\,700 \text{ N (verticale ascendante)}$$

PARTIE 2 : Choix d'architecture de la presse de mise en forme d'absorbeurs réguliers et conséquences.

2-1 Comparaison d'architectures.

Question 2-1 :

→ Voir, lignes 3 et 4 du tableau du Document II, les avantages et les inconvénients de chacune des architectures.

2-2 Etude d'une liaison à parallélogramme entre le bâti, les serre-flancs et la table supérieure.

Question 2-2 :

→ Le Document III donne le schéma d'une solution possible utilisant des parallélogrammes déformables, avec des liaisons appuis ponctuels bilatéraux et glissières, pour imposer aux serre-flancs un mouvement de translation dont le déplacement vertical, par rapport au bâti, est égal à la moitié de celui de la table supérieure. Cette liaison n'applique aucune force horizontale sur les flancs de l'absorbeur.

2-3 Etude géométrique des liaisons à came entre les serre-flancs et le bâti.

Question 2-3-a :

→ Le contact entre la came et le galet est nécessairement en partie inférieure du galet car l'action du bâti sur la tôle est verticale ascendante.

Question 2-3-b :

→ On suppose tous les angles α de tous les pans identiques au cours du pliage (Fig. c-3).

La trajectoire du centre du galet est parallèle à celle d'un point A du couteau 1, dont le point O est la position initiale.

Le couteau 8 ayant un déplacement horizontal nul, les coordonnées de A sont, dans le repère (O, x, z) :

$$x = (13 l / 4) (1 - \sin \alpha) \text{ et } z = (l / 4) \cos \alpha$$

Par élimination de l'angle α on trouve l'équation d'une ellipse, dont la trajectoire du point A est une

partie pour $0 < \alpha < \alpha_0$:

$$z^2 + \frac{x^2}{13} - \frac{x}{4} = \frac{1}{4}$$

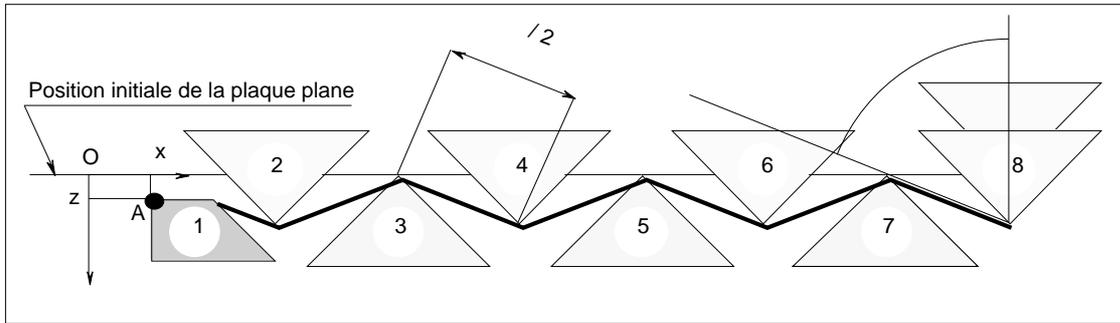


Fig. c-3 : Profil de la tôle au cours de sa mise en forme

→ Pour $\alpha = 114$ mm et $0 < \alpha < \alpha_0$ la Fig. c-4 montre l'allure de la trajectoire du centre du galet gauche, par rapport au bâti.

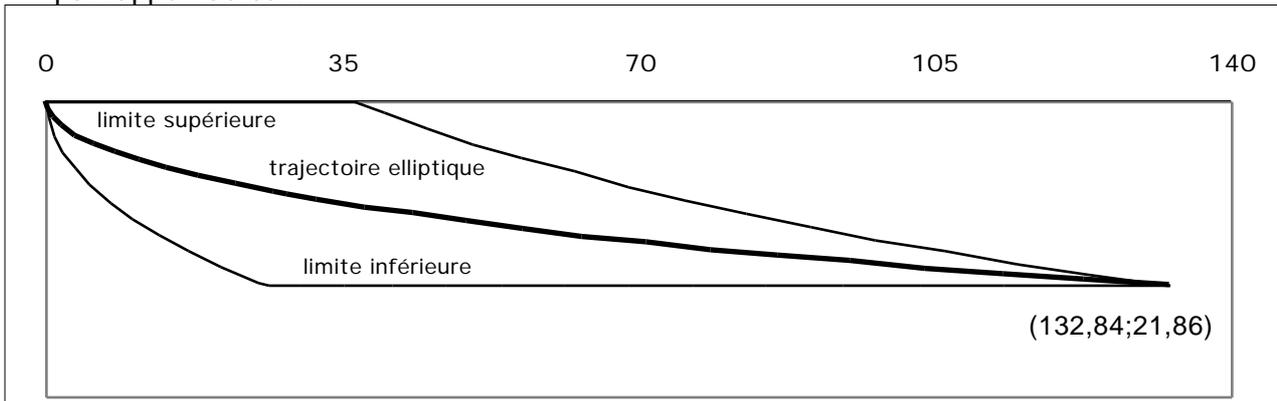


Fig. c-4 : Allure des trajectoires du centre du galet : trajectoire elliptique et trajectoires limites supérieure et inférieure

Question 2-3-c :

Si les angles des deux pans latéraux de l'absorbeur, au cours de la déformation, sont différents de l'angle des autres pans, le centre du galet peut décrire une infinité de trajectoires comprises entre deux limites (Fig. c-4).

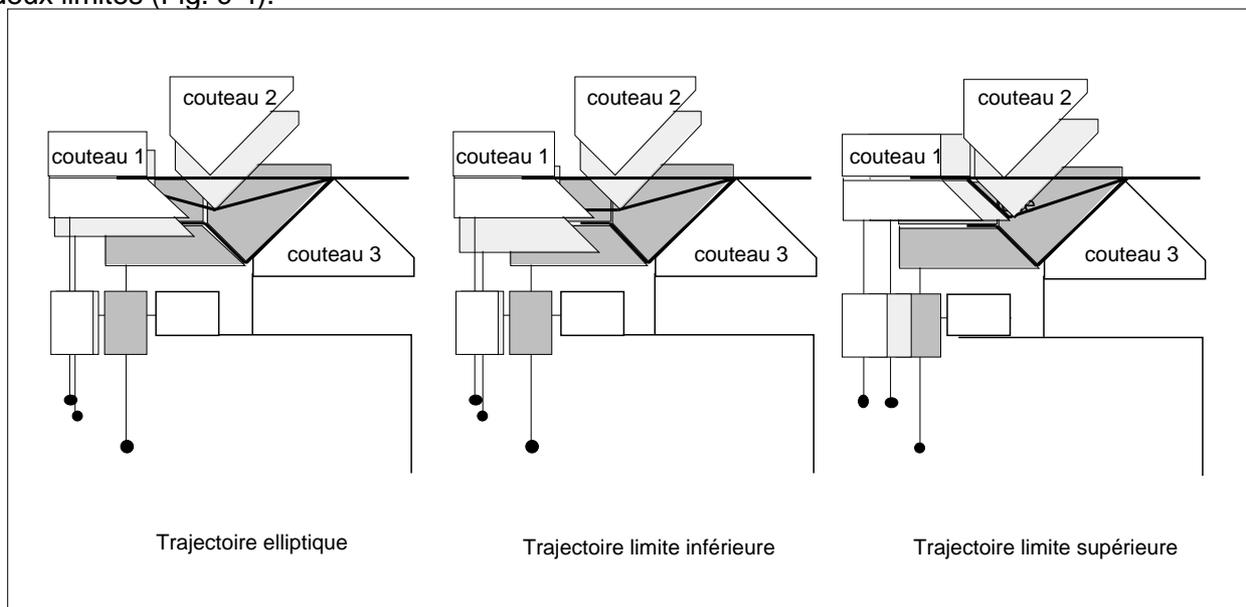


Fig. c-5 : Allure des trajectoires du centre du galet : trajectoire elliptique et trajectoires limites supérieure et inférieure

- On suppose obtenue la trajectoire limite inférieure lorsque le flanc latéral gauche reste horizontal au cours de la course verticale complète du couteau 1 (Fig. c-5). En fait, une trajectoire encore plus inférieure est possible. C'est celle où les deux pans de gauche restent dans le même plan.
- On suppose obtenue la trajectoire limite supérieure lorsque le flanc latéral gauche atteint le plus rapidement possible son inclinaison α_0 (couteaux 1 et 2 en contact) (Fig. c-5). En fait, une trajectoire encore plus supérieure est possible. C'est celle où le couteau 1 aurait un

déplacement vertical ascendant au début du mouvement (contact le plus rapide possible entre les couteaux 1 et 2).

4

PARTIE 3 : Analyse du tolérancement des fonctions "guidage" et "mise en forme" de l'absorbeur.

3-1 Lecture des spécifications du dessin de définition du couteau 1 (document VI).

Question 3-1-a : Définir les significations

→ tolérance de planéité $\boxed{0,03}$:

la surface réputée plane doit être comprise entre deux plans parallèles distants de 0,03mm

→ critère d'état de surface $\nabla_{Ra3,2}$:

la surface doit être usinée

la valeur de l'écart moyen arithmétique Ra est de 3,2 μm .

Question 3-1-b : Exigences :

→ $70 \pm 0,05$: chaque dimension locale réelle (mesure entre deux points) doit être comprise dans l'intervalle $70 \pm 0,05$

→ $\varnothing 16H7$ \textcircled{E} :

1^{ère} exigence : chaque dimension locale réelle doit être comprise dans l'intervalle $16,009 \pm 0,09$

2^{ème} exigence : exigence d'enveloppe. La surface de l'élément cylindrique ne doit pas dépasser l'enveloppe de forme parfaite à la dimension au maximum de matière de 16mm

Question 3-1-c :

→ $\boxed{\varnothing 0,08 | A}$ L'élément de référence est une surface réputée plane. La référence spécifiée est un plan tangent extérieur matière et minimisant l'écart maxi à l'élément de référence.

→ $\boxed{\varnothing 0,5 | A | B | C}$ Les éléments de référence sont une surface réputée plane et deux surfaces réputées cylindriques. Le système de références spécifiées est composé d'un plan A et de deux droites B et C, perpendiculaires au plan A et distantes de 2995mm.

L'association est ordonnée.

1^{ère} association : la plan A est tangent extérieur matière et minimise l'écart maxi à l'élément de référence,

2^{ème} association : la droite B est l'axe du plus grand cylindre tangent intérieur à la matière et perpendiculaire au plan A

3^{ème} association : la droite C est l'axe du plus grand cylindre tangent intérieur à la matière, perpendiculaire au plan A et distant de 2995mm de la droite B.

→ $\boxed{\varnothing 0,08 | A | B - C}$.Mêmes éléments de référence. Le système de références spécifiées est composé de deux plans orthogonaux.

L'association est ordonnée.

1^{ère} association : la plan A est tangent extérieur matière et minimise l'écart maxi à l'élément de référence,

2^{ème} association : les droites B et C (qui définissent le plan B-C) sont les axes des deux plus grands cylindres, de même rayon, tangents intérieur à la matière, perpendiculaires au plan A et distants de 2995mm.

Question 3-1-d :

- $\boxed{\text{Ø}0,03\text{ A}}$ La zone de tolérance est formée de deux plans parallèles distants de 0,03mm dont le plan de symétrie est situé à 27,84mm du plan de référence spécifiée A.
L'élément tolérancé (surface réputée plane) doit être comprise dans la zone de tolérance.
- $\boxed{\text{Ø}0,03\text{ A-B-C}}$ La zone de tolérance est formée de deux plans parallèles distants de 0,03mm dont le plan de symétrie fait un angle de 46,53° avec le plan A et son intersection avec le plan A est situé à 47mm du plan B-C.
L'élément tolérancé (surface réputée plane) doit être comprise dans la zone de tolérance
- $\boxed{\text{Ø}0,02\text{ A}}$ La zone de tolérance est constituée d'un groupe de 10 cylindres de diamètre Ø0,02 d'axes contenus dans un plan et perpendiculaires au plan A. Les axes sont distants des dimensions théoriques exactes indiquées sur le plan (320mm, 435mm, 320mm etc.).
Les axes réels des 10 alésages doivent être compris dans les zones de tolérance respectives

3-2 Spécification, sur le dessin de définition de la mâchoire inférieure, des deux fonctions : guidage vertical et mise en forme de l'absorbeur.

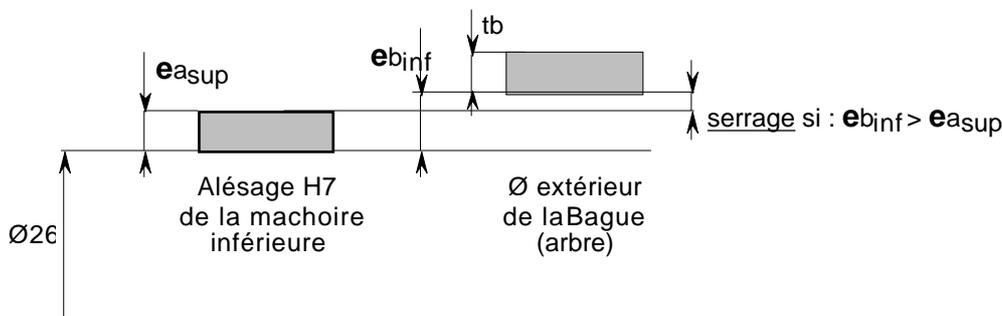
Les dix bagues autolubrifiantes sont assemblées "serrées" dans la mâchoire inférieure (Document VII). La spécification dimensionnelle du cylindre extérieur de la bague (non assemblée) est Ø26 s7 (E), celle de son cylindre intérieur Ø16 H7 (E) (bague assemblée) avec un défaut de coaxialité de 50 µm par rapport au cylindre extérieur (bague assemblée).

Question 3-2-a :

- voir sur le document VII l'écriture des trois spécifications : Ø26 s7
- , Ø16 H7 (E) et $\boxed{\text{Ø}0,05\text{ A}}$ avec $\boxed{\text{A}}$

Question 3-2-b :

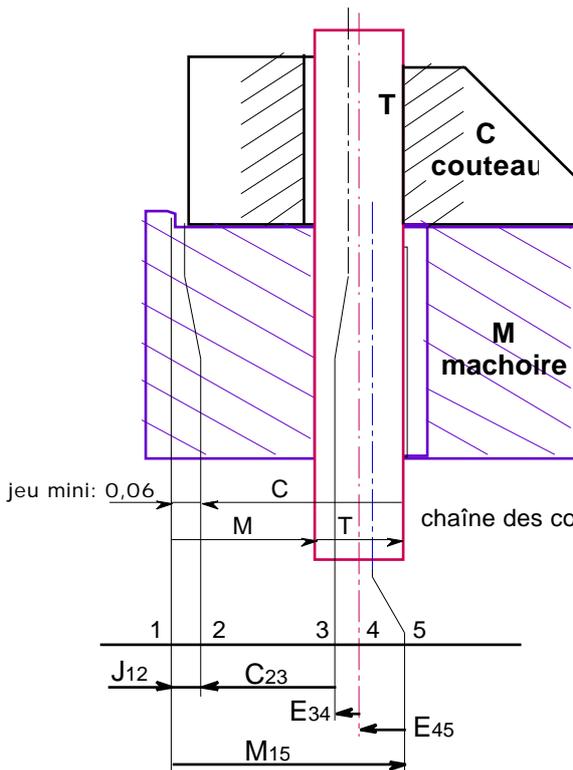
- Pour l'alésage Ø26 H7 (E) : le diamètre du cylindre enveloppe au maximum de matière est Ø26 avec un écart inférieur nul et un écart supérieur $e_{a_{sup}}$. Pour la bague Ø26 s7 (E) : le diamètre du cylindre enveloppe au maximum de matière est $\text{Ø}26 + e_{b_{inf}}$ avec une tolérance t_b . Ce choix est justifié par le serrage par déformation obtenu dans tous les cas par la condition $e_{b_{inf}} > e_{a_{sup}}$

Question 3-2-c :

- Les deux enveloppes de forme parfaite au maximum de matière de la tige et de la bague doivent laisser un jeu non nul. Si on prend pour la bague une tolérance H, il suffit de prendre pour l'arbre une tolérance avec une lettre "inférieure à h dans l'alphabet" par exemple g. Ce qui donne pour la tige Ø16 g6 (E).

Question 3-2-d :

- Voir document 7 : $\boxed{\text{Ø}0,08\text{ B}}$ Avec plan B comme référence spécifiée.



Notations :

- Machoire : 1 -> face du tenon
5 -> axe de la bague assemblée
- Couteau : 2 -> face arrière
3 -> axe de l'alésage
- Tige de guidage : 4 -> axe de la tige

La chaîne de contacts donne la configuration du mécanisme où le jeu est minimum

Soit la chaîne de cotes :

$$J_{12} = M_{15} - E_{45} - E_{34} - C_{23}$$

Avec les écarts $E=0,5$ (différence des diamètres)

Soit l'équation formelle

$$J_{12 \text{ mini}} = M_{15 \text{ mini}} - E_{45 \text{ maxi}} - E_{34 \text{ maxi}} - C_{23 \text{ maxi}}$$

Avec

$$E_{45 \text{ maxi}} = 0,035/2$$

$$E_{34 \text{ maxi}} = 0,035/2$$

$$C_{23 \text{ maxi}} = 32,53$$

$$J_{12 \text{ mini}} = 0,06$$

→ Valeur minimale de la cote liée à la mâchoire inférieure.

$$M_{15 \text{ mini}} = J_{12 \text{ mini}} + E_{45 \text{ maxi}} + E_{34 \text{ maxi}} + C_{23 \text{ maxi}}$$

$$M_{15 \text{ mini}} = 32,625$$

Question 3-2-f :

→ Voir Document VII. Tolérance $\boxed{\text{H}0,1\text{B}|\text{C}-\text{D}}$ avec une dimension théoriquement exacte de : $32,625 + (0,1/2) = 32,675$.

3-3 Spécification avec modificateur de maximum de matière.

Question 3-3 : Définir la nouvelle signification de cette tolérance $\boxed{\text{H}0,02\text{MA}}$.

→ On définit ici un gabarit formé d'un plan A (tangent extérieure matière et minimisant l'écart maxi au plan de référence) et de 10 cylindres de diamètre à l'état virtuel soit : \varnothing au maximum matière $\varnothing 16 - 0,02 = 15,98$, d'axes perpendiculaires à A et situés, dans un même plan, en position théorique exacte. Le gabarit ne doit pas interpénétrer la matière.

3-4 Etude de la fabrication de la première phase d'usinage de la mâchoire inférieure.

Question 3-4-a : A l'aide d'un croquis, représenter schématiquement

→ La mise en position isostatique de la pièce sur la table de la fraiseuse est réalisée par une liaison plane sur la surface 2, une liaison linéaire rectiligne sur la surface 3, et une liaison appui ponctuel sur la surface 5.

Question 3-4-b : Quel type de fraise et diamètre de fraise

L'usinage se fera avec une fraise deux tailles, en une passe donc avec un diamètre supérieur à la largeur de la passe ($\varnothing > 72 \text{ mm}$). On maximise le nombre de dents en prise (pour éviter les chocs) et on minimise la durée de la passe en prenant un diamètre proche de $\varnothing 72 \text{ mm}$. Choix : fraise $\varnothing 80 \text{ mm}$ (ou $\varnothing 100 \text{ mm}$).

Question 3-4-c : Quel type de fraise choisir pour l'usinage du chanfrein 10 ?

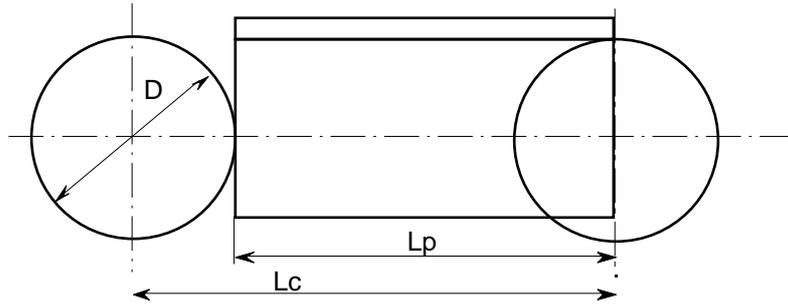
→ Fraise conique de 1/2 angle au sommet de 45° .

3-5 Détermination du temps d'usinage des surface 7 et 8.

La surface 7, à usiner, a une longueur l_p et une largeur l_r . La fraise a un diamètre D .

Question 3-5-a :

→ $L_c = l_p + D/2$



Question 3-5-b : Durée t_0 de la passe précédente caractérisée par le déplacement L_c .

Nombre de tours pour parcourir L_c : $Nt = \frac{L_c}{Z f_z}$

Temps en mn pour parcourir L_c : $t_0 = \frac{Nt}{N}$ avec $N = \frac{1000 V}{D}$

Soit : $t_0 = \frac{L_c D}{1000 V Z f_z}$

V est la vitesse de coupe en m/mn

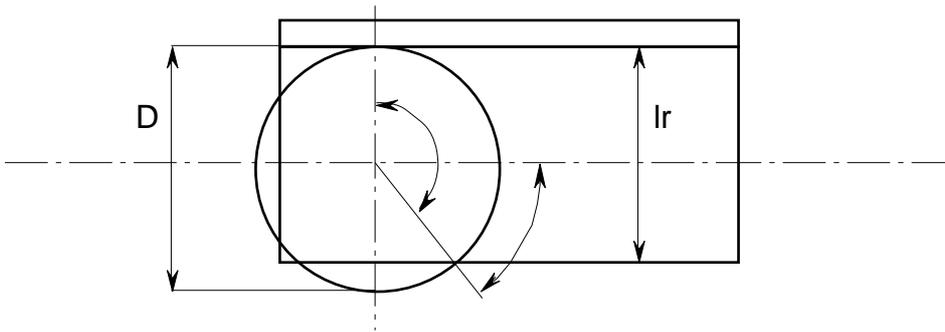
Z le nombre de dents

f_z l'avance par dent en mm

D diamètre de la fraise en mm

L_c longueur du déplacement en mm

Question 3-5-c :



Expression de la durée t_c

$$t_c = t_0 \frac{L_c}{2}$$

$$= \frac{t_0}{2} + \sin = \frac{l_r - 0,5 D}{0,5 D}$$

$$t_c = \frac{t_0}{2} \left(\frac{1}{2} + \sin \left(\frac{2 l_r - D}{D} \right) \right)$$

Question 3-5-d

→ V_{15} : vitesse de coupe pour une durée de vie de l'outil de 15mn

→ Critère d'usure : valeur V_B^* atteinte par l'usure frontale de l'outil (usure de la face de dépouille).

→ temps nécessaire t_0 pour une passe :

fraise Ø80 6 dents temps $t_0 = 7,540$ mn

fraise Ø100 6 dents temps $t_0 = 9,454$ mn

fraise Ø125 8 dents temps $t_0 = 8,897$ mn

fraise Ø160 10 dents temps $t_0 = 9,159$ mn

Question 3-5-e :

- temps de coupe t_c (pour une durée de vie de 15 mn) et nombre de passes en ébauche:
- | | | | |
|-------------|----------|-----------------------|--------------------------|
| fraise Ø80 | 6 dents | temps $t_c= 2,998$ mn | nb de passes : 5 |
| fraise Ø100 | 6 dents | temps $t_c= 3,049$ mn | nb de passes : 4 (4,92) |
| fraise Ø125 | 8 dents | temps $t_c= 2,440$ mn | nb de passes : 6 (6,147) |
| fraise Ø160 | 10 dents | temps $t_c= 2,144$ mn | nb de passes : 6 (6,997) |

Tableau des calculs :

	D		80	100	125	160
	L_p	3 200				
	$L_c = L_p + D/2$	3 240	3 240	3 250	3 263	3 280
	V en m/mn	120				
	fZ (avance/dent)	0,15				
	Z (nb de dents)		6	6	8	10
durée d'une passe	to en mn		7,540	9,454	8,897	9,159
	largeur coupe	72				
	angle teta (rd)		0,9273	0,4556	0,1526	-0,1002
	angle teta en °		53,130	26,104	8,743	-5,739
	angle fi (rd)		2,4981	2,0264	1,7234	1,4706
	angle fi en °		143,130	116,104	98,743	84,261
temps de coupe	t_c en mn		2,998	3,049	2,440	2,144
	durée de vie	15				
Nb de passes			5,004	4,920	6,147	6,997
	nb de passes/dent		0,8339	0,8199	0,7683	0,6996

PARTIE 4 : Grafcet des phases de mise en forme de l'absorbeur et de préparation de la presse.

Voir Document IX.

PARTIE 5 : Conception de l'entraînement de l'ensemble du couteau 1.

5-1 Conception de la liaison entre la tige de guidage du couteau et la came.

Question 5-1 : Représenter la liaison entre la tige de guidage du couteau et la came initiale sachant qu'elle doit supporter une charge verticale de l'ordre de 2000 N.

- deux galets empêchent la flexion de la tige de guidage.
- les bagues intérieures sont bloquées pour précision des réglages

5-2 Conception de la came.

Question 5-2-a : Représenter une came obéissant aux conditions posées. Indiquer les dimensions nominales caractéristiques de la forme et de la position de la double pente par rapport au galet.

- profil : une partie rectiligne horizontale permettant le réglage latéral de la came. Une partie rectiligne inclinée. Une ligne de raccordement dont le rôle est d'éviter les chocs.
- en fin d'ouverture des couteaux, une pente nulle.
- pour permettre à l'opérateur de dégager manuellement le flanc gauche de l'absorbeur, prévoir une course de 15 mm de non contact entre le galet et la came
- fixation réglable sur le bâti par vis d'appui latérales.

Question 5-3-a : Représenter la liaison entre la patte avant de fixation du nouveau vérin et le bâti permettant de :

→ rehausser le vérin.

Question 5-3-b : Représenter la liaison entre la tige du nouveau vérin et la ventouse magnétique permettant de :

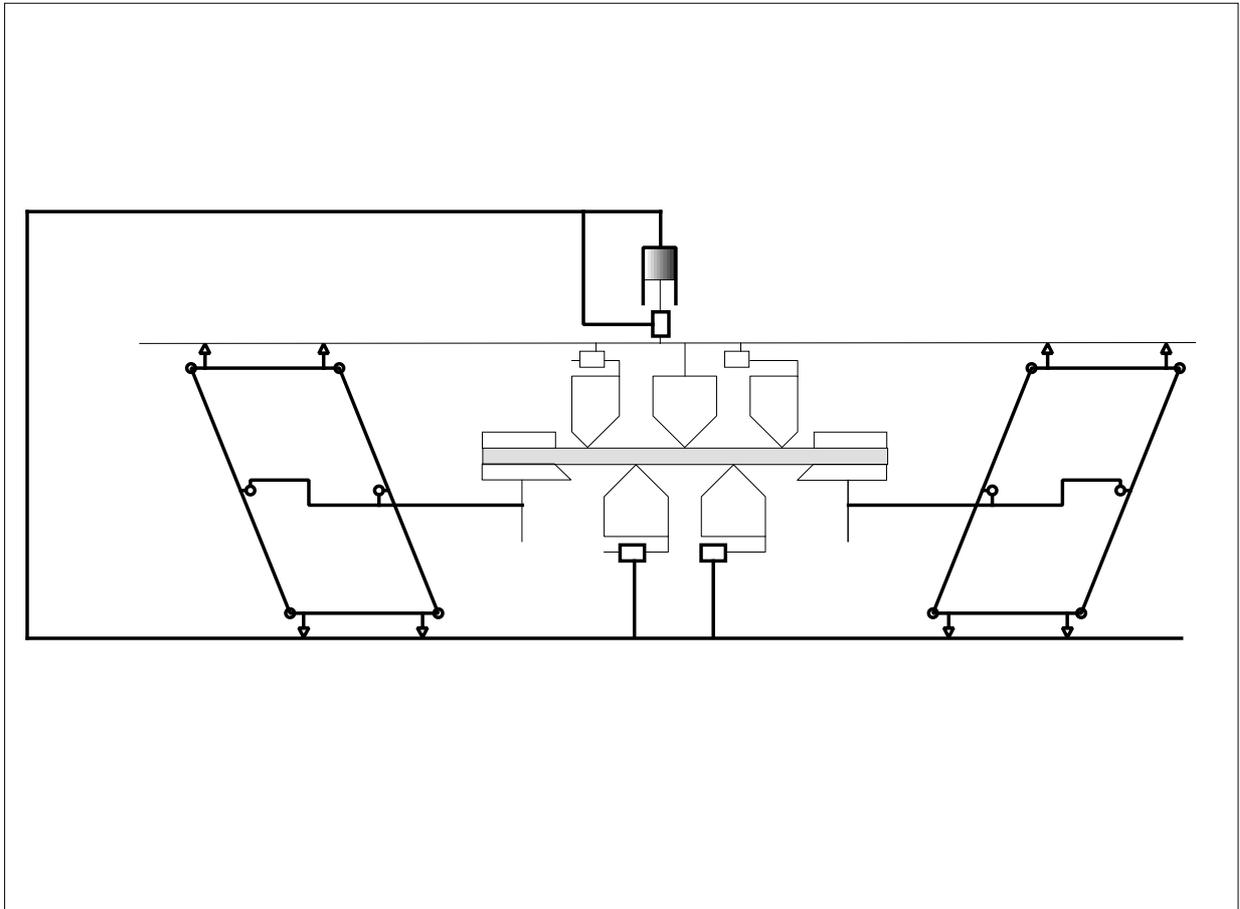
- empêcher la rotation, par rapport au bâti, de la tige du vérin. Empêcher la rotation, à la tige du vérin de la ventouse magnétique, autour de l'axe du vérin.
- autoriser de petits mouvements de rotation (de l'ordre de $\pm 5^\circ$) de la ventouse magnétique par rapport à la tige du vérin, autour de tout axe d'un plan perpendiculaire à l'axe du vérin : jeux et liaison souple
- obliger la ventouse à conserver verticale sa face d'appui avec le couteau lorsque qu'elle n'est plus alimentée : plans d'appui et ressort
- autoriser la tige du vérin à exercer une force axiale de l'ordre de 880 N : appui ponctuel (pas d'appui sur ressorts)
- autoriser l'assemblage de l'ensemble, en particulier l'assemblage de l'ensemble sur le bâti.
- autoriser un fonctionnement de l'ordre de 10 000 cycles : pas de contraintes excessives

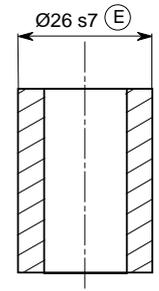
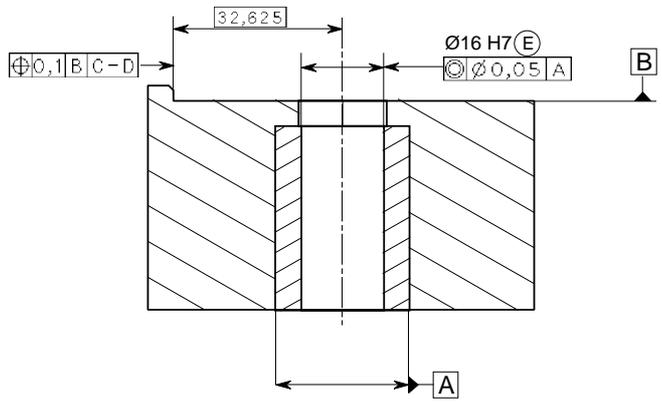
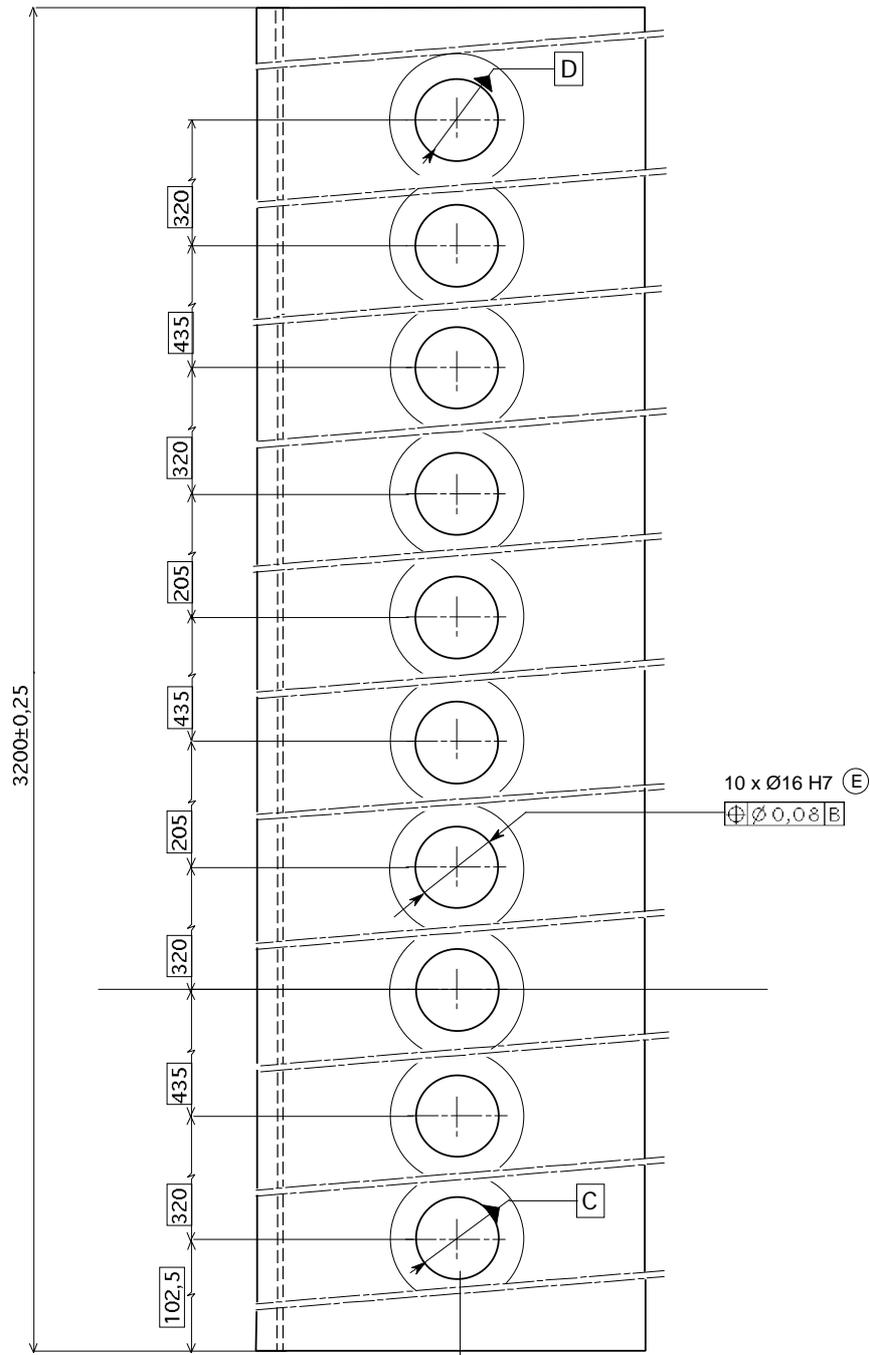
- o O o -

Document II (à rendre non plié)

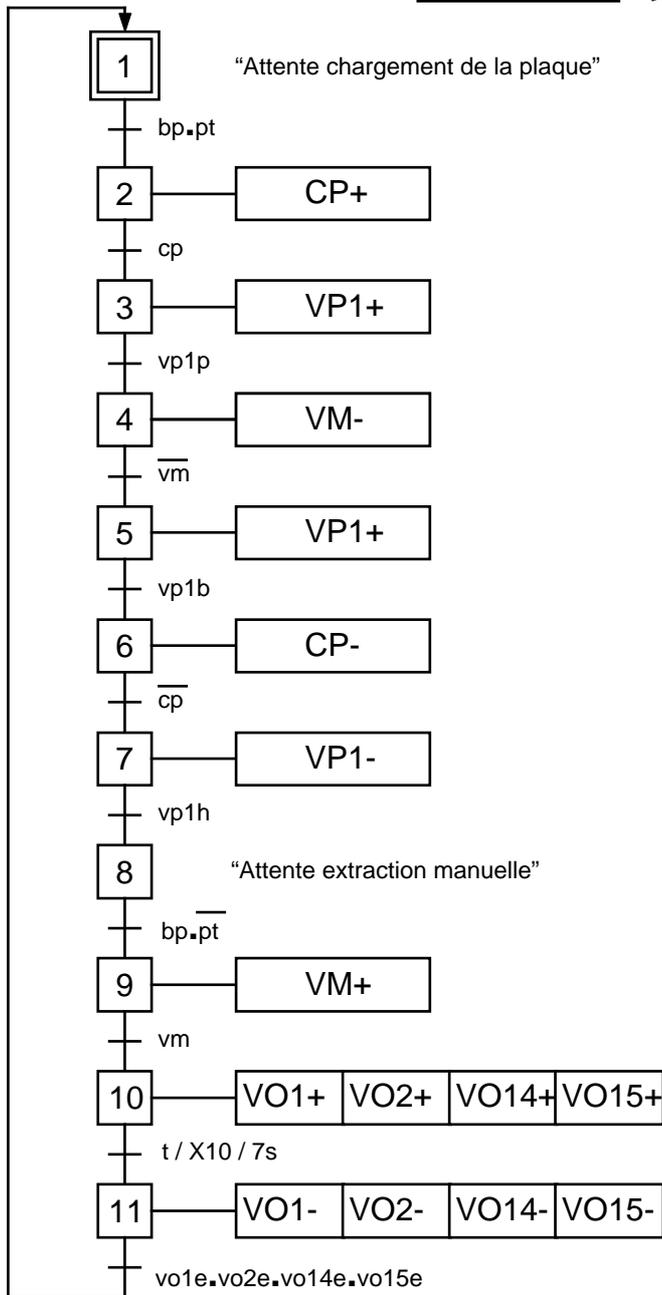
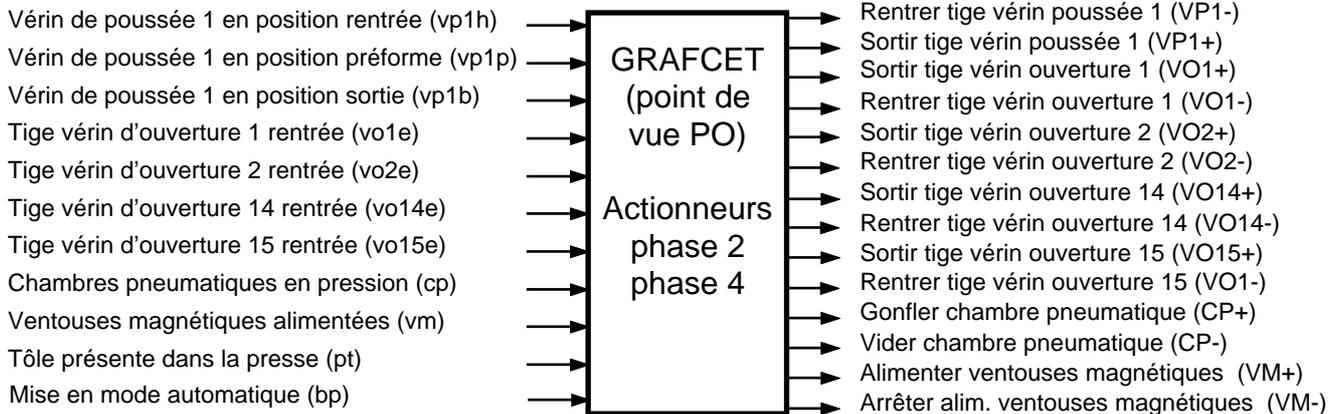
Quelques architectures de la presse de mise en forme d'un absorbeur régulier à nombre de plis réduit	Architecture 1	Architecture 2	Architecture 3	Architecture 4	Architecture 5
Description succincte de l'architecture	Deux tables poussées par deux vérins, à déplacement, par rapport au bâti, commandé . Couteaux inférieurs et supérieurs fixes par rapport aux tables respectives.	Deux tables poussées par deux vérins à déplacement, par rapport au bâti, commandé . Couteaux inférieurs et supérieurs en liaison glissière parfaite par rapport aux tables respectives.	Deux tables poussées l'une contre l'autre par un seul vérin, à déplacement commandé . Couteaux inférieurs et supérieurs en liaison glissière parfaite par rapport aux tables respectives.	La table supérieure seule, poussée contre le bâti par un seul vérin à déplacement commandé . Couteaux inférieurs et supérieurs en liaison glissière parfaite avec le bâti et la table supérieure.	Une seule table supérieure, poussée contre le bâti par un seul vérin à déplacement commandé . Couteaux inférieurs et supérieurs en liaison glissière parfaite avec le bâti et la table supérieure. Serre-flancs mobiles verticalement et horizontalement par rapport au bâti.
Intérêts, avantages.	- Pas de mobilité horizontale des couteaux par rapport aux tables inférieure et supérieure.	- Pas de glissements de la tôle. <u>Etat de surface et géométrie satisfaisants.</u>	- Ne nécessite qu'un seul vérin.	- Ne nécessite qu'un seul vérin. - Ne nécessite qu'une seule table mobile par rapport au bâti. - Couteau médian fixe dans la table supérieure.	- un seul vérin de poussée - une seule table mobile - un couteau supérieur fixe - très bonne géométrie de l'absorbeur - très bon état de surface
Défauts, inconvénients.	- Glissement de la tôle sur les arêtes des couteaux. <u>Etat de surface et géométrie non satisfaisants.</u> - Nécessite deux vérins. - Nécessite deux tables mobiles par rapport au bâti.	- Nécessite deux vérins. - Nécessite deux tables mobiles par rapport au bâti.	- L'action du bâti sur la tôle étant nulle, les deux pans latéraux de l'absorbeur restent dans le plan des flancs. <u>Géométrie non satisfaisante.</u> - Nécessite deux tables mobiles par rapport au bâti.	- Les plis supérieurs se trouvent dans le plan des flancs. <u>Géométrie non satisfaisante.</u>	- les liaisons L1 & L2 imposent un déplacement vertical des flancs moitié de celui de la table supérieure, avec faible tension ou compression d'absorbeur - couteaux latéraux inférieurs complexes

Document III (à rendre non plié)
Solution à parallélogramme déformable





bague autolubrifiante



Document IX (à rendre non plié)

Grafcet des tâches des phases 2 et 4

...
 (autres capteurs)
 .en
 CPE PT
 stralke III
 Micrologie
 Coureau 1
 Coureau 2
 Coureau 3

