

CORRIGE

Ces éléments de correction n'ont qu'une valeur indicative. Ils ne peuvent en aucun cas engager la responsabilité des autorités académiques, chaque jury est souverain.

Brevet de technicien Supérieur

MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Session 2008

**Analyse fonctionnelle et structurelle
(Epreuve E4)**

Corrigés

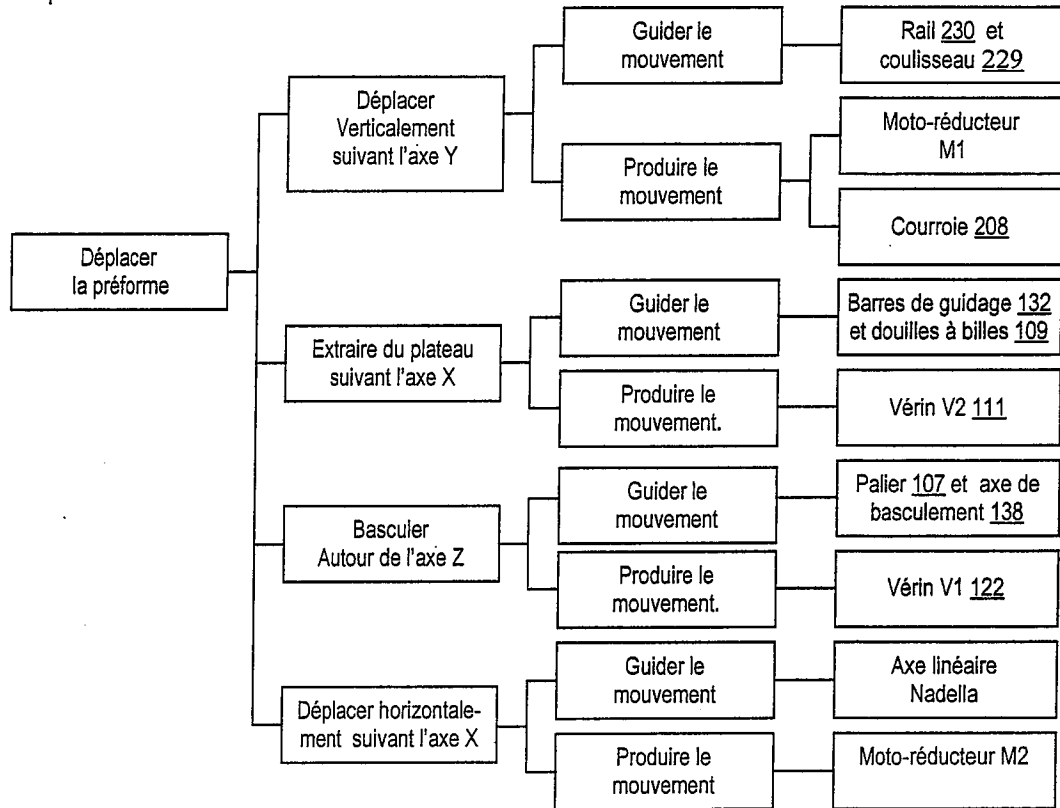
1 Analyse préliminaire : compréhension du système

1.1 Analyse du synoptique

Actionneur	Mouvement				
	1	2	3	4	5
M1	X				
M2				X	
V1			X		
V2		X			X

1.2 Diagramme F.A.S.T.

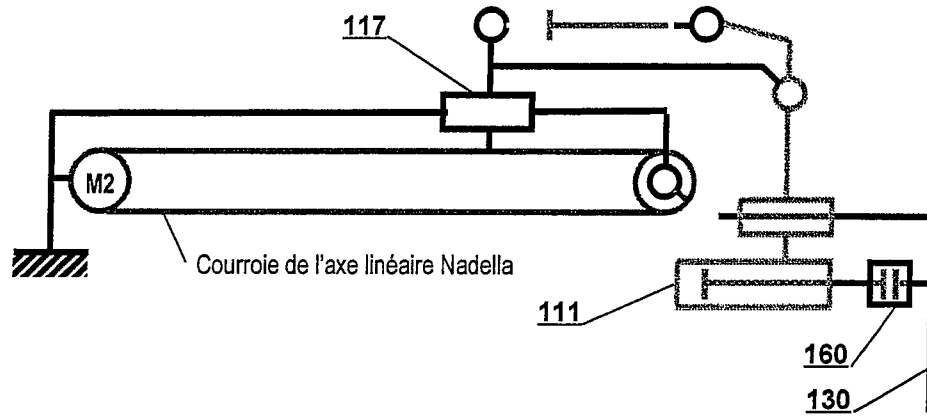
... à compléter



1.3 Analyse de la partie opérative

1.3.1. Axe Horizontal

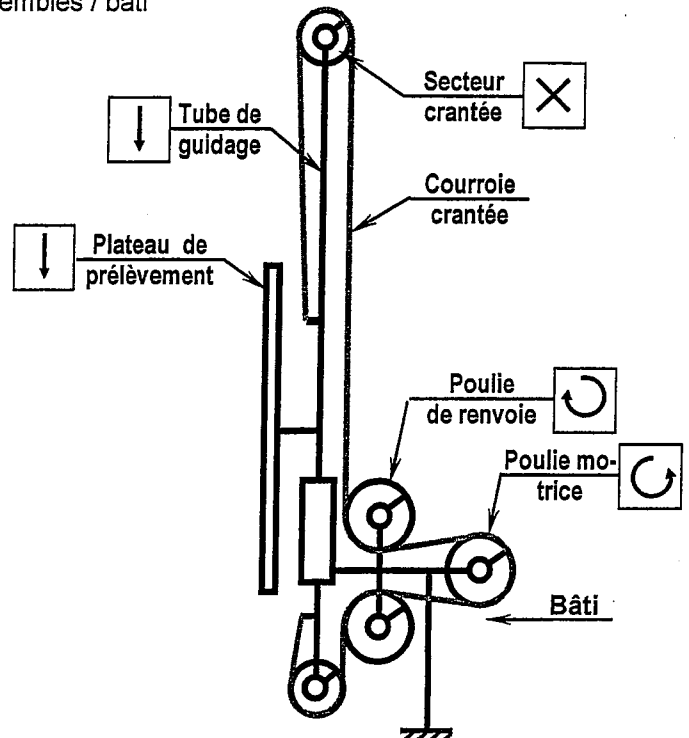
... schéma cinématique



1.3.2. Axe vertical

... mouvements des différents sous-ensembles / bâti

- translation ↓ ou →
- rotation ↻ ou ↻
- fixe ✕



2. Augmentation de la cadence 12s -> 10s

Actuellement les actionneurs ne sont pas utilisés au maximum de leurs performances. Peut-on, en les utilisant aux limites du fonctionnement, respecter la nouvelle cadence ?

2.1 faisabilité axe horizontal (gain 1,2 s)

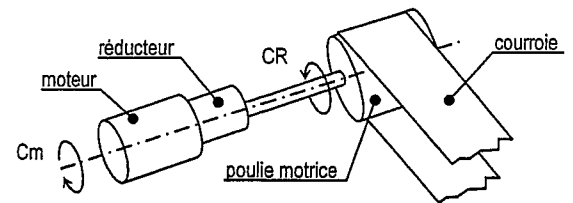
Cette option nous oblige à régler la rampe l'accélération du variateur à sa valeur maxi, d'où une augmentation du couple résistant C_r au démarrage

Couple résistant C_r =	25,00 Nm
Couple maxi disponible C_m =	7,33 Nm
rendement de la transmission η =	88%
rapport de réduction i =	0,2

vérifier que le couple moteur est suffisant au démarrage

$$C = (C_r \cdot \omega_r) / (\eta \cdot \omega_m) = (C_r \cdot i) / \eta$$

$$C = 5,68 \text{ Nm}$$



$$C = 5,68 < C_m = 7,33 \text{ Nm}$$

2.2 faisabilité axe vertical

2.2.1 calcul du nouveau temps de cycle et du gain Δt

Dans le soucis de réduire le temps de cycle de cette axe on utilise les capacités maximum du servomoteur. On donne la courbe des vitesses actuelle sur un cycle complet

accélération a =	10 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
Vitesse v =	2 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
distance total x =	1,4 m
t_7 ancien cycle =	2,80 s

le temps d'attente entre la descente et la montée du plateau de prélèvement est fixe : temps nécessaire aux transfert des préformes du moule vers le plateau

$$\text{accélération } a = 25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

$$\text{Vitesse } v = 4 \text{ m/s}$$

calculer le nouveau temps de cycle au maximum des capacités du servomoteur

$$t_1 = v / a = 0,16 \text{ s}$$

$$x_1 = a \cdot t^2 / 2 = 0,32 \text{ m}$$

$$d_2 = x_3 - 2 \cdot d_1 = 0,76 \text{ m} \quad \text{accél/décél identique}$$

$$x_2 = x_1 + d_2 = 1,08 \text{ m}$$

$$t_2 = x_1 + d_2 / v = 0,35 \text{ s}$$

$$t_3 = t_1 + t_2 = 0,51 \text{ s} \quad \text{accél/décél identique}$$

$$\text{temps d'arrêt} = 1 \text{ s}$$

N°	0	1	2	3
t (s)	0	0,16	0,350	0,51
x (m)	0	0,32	1,08	1,40
v (m/s)	0	4	4	0
a (m/s ²)	25	25	-25	-25

$$t_c = t_a + 2 \cdot t_3 = 2,02 \text{ s}$$

$$\Delta t = 0,78 \text{ s}$$

Conclusion : la réduction du temps de cycle est de 0,78, le cahier des charges prévoyait 0,75s objectif atteint

2.2.2 calcul courroie

accélération de la pesanteur g =	10,0 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
masse en mouvement m =	70 Kg
accélération a =	25 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$

calculer la nouvelle tension au démarrage lorsque le plateau

$$-m \cdot g + T = m \cdot a$$

$$T = m \cdot (g + a)$$

$$T = 2\,450 \text{ N}$$

On applique un coef correctif k pour tenir compte des frottement

$$k = 1,2$$

déterminer la tension total de la courroie F_t (on donne 2500 N)

$$F_{th} = k \times T$$

$$F_{th} = 3\,000 \text{ N}$$

$$F_{tp} = F_{th}$$

$$F = F_{th} + F_{tp} = 2 \times F_{th}$$

$$F = 6\,000 \text{ N}$$

On donne les caractéristiques de la poulie motrice :
la courroie s'enroule sur la moitié de la poulie

Type courroie	T 22,225 (XH)
largeur courroie b	101,6 mm
Nb de dents Z	30 dents
Vitesse maxi de la courroie V	4 m.s ⁻¹
diamètre primitif d _k	119 mm
angle d'enroul de la courroie sur poulie α	190 °

calculer la fréquence de rotation de la poulie motrice
fréquence de rotation de la poulie = $(60 \times V) / (\pi \times d_k)$

$$N = 642 \text{ tr/min}$$

donner la valeur de l'effort maximal transmissible par l' ensemble poulie/courroie et conclure

$$\text{Nb de dents en prise } Z_p = \alpha \times Z / 360$$

$$Z_p = 16 \text{ dents}$$

$$\text{effort transmissible /cm/dent (abaque) } F_{tz} = 9,5 \text{ N/mm/dent}$$

$$\text{effort transmissible par la courroie } F_t = F_{tz} \times b \times Z_p$$

$$F_t = 15\,282 \text{ N}$$

$$\text{le choix est correcte } F_t = 15\,282 > 6\,000$$

3. Améliorer la fiabilité

Un AMDEC résume les défaillances à traiter pour améliorer la fiabilité:

arrondi de l'élément de manœuvre du réglage de tension

lâché des préformes

rupture vis de fixation articulation vérin V1

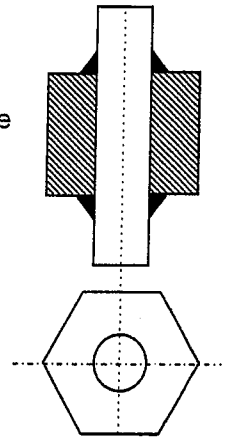
saut de dents de la courroie de l'axe vertical

3.1 Analyse d'une défaillance "arrondi élément de manœuvre"

Donner une ou plusieurs causes plausibles de la défaillance "dégradation du méplat de manœuvre" du tirant repéré 224

couple exercé au serrage trop grand pour la surface de contact entre la clé et le méplat (matage)

Proposer sous forme de croquis une modification envisageable pour éviter cette défaillance renfort de plus grand diamètre soudé ...



$$F_1 = 3\,152\text{ N}$$

3.2 Installation d'un amortisseur

3.2.1 Choix amortisseur sur plateau de dégagement

On donne les caractéristiques des deux vérins :

pression AC p =	6 bar
Diamètre piston vérin D =	63 mm
Diamètre tige vérin d =	25 mm

calculer l'effort exercé par les 2 vérins

$$F_1 = 2 \cdot p \cdot \Pi \cdot (D^2 - d^2) / 4$$

On donne

masse du plateau équipé m =	38 Kg
vitesse de déplacement du plateau V =	1,2 m.s ⁻¹
course de l'amortisseur estimée s =	12 mm

calculer la masse équivalente me

Nature de l'impact

Formules ...

Vérifications

$$E_1 = m \cdot V^2 / 2$$

$$E_1 = 27,36\text{ J}$$

Choix préalable RB 1412

$$s = 12\text{ mm}$$

$$E_2 = F_1 \cdot s$$

$$E_2 = 37,82\text{ J}$$

$$E = E_1 + E_2$$

$$E = 65,18\text{ J}$$

$$Me = 2 \cdot E / 2 \cdot V^2$$

choix de l'amortisseur

$$Me = 45,26\text{ Kg}$$

$$(me ; V) \Rightarrow \text{RB 2015}$$

3.2.2 Implantation de deux amortisseurs RB 2725 sur le manipulateur oscillant

Conditions d'emploi

Tracer la direction de la force de contact F

le support de la force est perpendiculaire à la surface d'appuis (plaque) -> DR1

Tracer la vitesse d'impact v pour la position début d'amortissement

la direction de la vitesse perpendiculaire à OK-> DR1

On donne

doc fabricant amortisseur

vérifier si l'amortisseur correspond aux conditions d'emploi imposées par le constructeur?

la condition d'emploi n'est pas respecté: l'angle d'attaque est > 3°

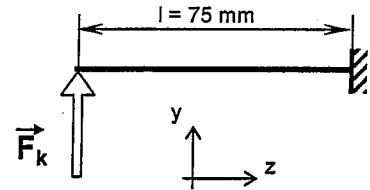
proposer éventuellement une solution

Incliner la plaque et l'amortisseur perpendiculairement à OK

Dimensionnement du support

On donne

$F_k =$	3 500 N
$l =$	75 mm
flèche maxi admissible $f_{adm} =$	0,2 mm
limite élastique de l'acier $Re =$	400 Mpa
Coef de sécurité $s =$	2
module d'élasticité $E =$	200 000 pa



calculer le moment fléchissant maximum

$$M_{f_{max}} = F.l$$

$$M_{f_{max}} = 262\,500 \text{ N.mm}$$

déterminer I_{gz}/v à partir de la condition de résistance

$$\sigma_{max} = M_{f_{max}} / I_{gz}/v < Re / k$$

$$I_{gz}/v > k.M_{f_{max}} / Re$$

$$I_{gz}/v > 1312,5 \text{ mm}^3$$

choisir un fer U

catalogue

$$U\,50 \times 30 \times 3 \Rightarrow I_{gz}/v = 1322 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow I_{gz} = 27\,479 \text{ mm}^4$$

calculer la flèche et vérifier que la déformation du support est admissible

$$f = F.l^3 / 3.E.I_{gz}$$

$$f = 0,09 \text{ mm}$$

$$OK \quad f < 0,20 \text{ mm}$$

3.3 Défaillance "Rupture vis fixation equerre vérin V1"

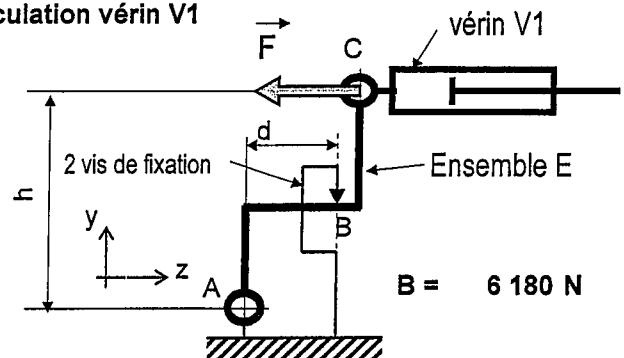
Vérification résistance vis fixation du tenon de l'articulation vérin V1

on donne

effort du vérin compte tenu de l'inertie $F =$	6 000 N
$d =$	50 mm
$h =$	103 mm
coefficient de fatigue $s_d =$	2

Déterminer l'action d'une tête de vis sur le tenon

$$B = F.h / 2.d$$



$$B = 6\,180 \text{ N}$$

Déterminer l'effort admissible par une vis

abaque

$$\text{CHc M8 de classe 5-8 abaque} \Rightarrow 10\,000 \text{ N}$$

conclusion ... comment résoudre le problème

$$\text{en tennant compte e la fatigue } F = 12\,360 \text{ N}$$

augmenter le diam de la vis M8 à M10

$$F_{ad} = 15\,000 \text{ N}$$

augmenter la classe de qualité 5.8 à 6.8

$$F_{ad} = 15\,000 \text{ N}$$

meilleur solution : pas d'usinage

3.4 Défaillance "Saut de dent sur la courroie axe vertical" Amélioration tendeur de courroie axe vertical

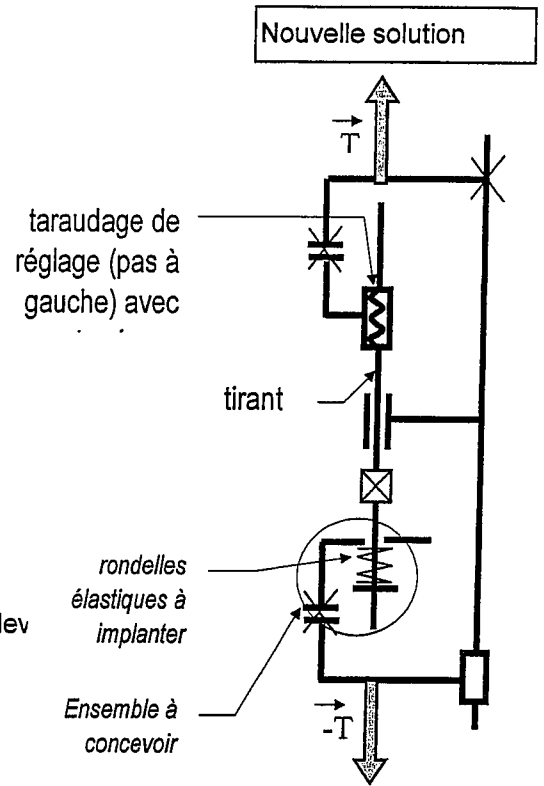
3.4.1 gamme de réglage tension courroie

Afin de définir la nouvelle gamme de réglage de la tension de la courroie donner une procédure de mesure de l'écrasement des rondelles
1ère méthode: on évalue l'angle de rotation du tirant (nb de tours de clé) puis on en déduit l'écrasement connaissant le pas du filetage à gauche

2ème méthode: on mesure le déplacement de la plaque de tension inférieure par rapport à la plaque de tension supérieure au moyen d'un comparateur

3.4.2 concevoir un nouveau tendeur utilisant des rondelles Bellevue

Sur le document réponse, proposer l'avant projet d'une solution sous la forme d'un croquis à main voir doc réponse 4 corrigé



3.2.2. Conditions d'emploi

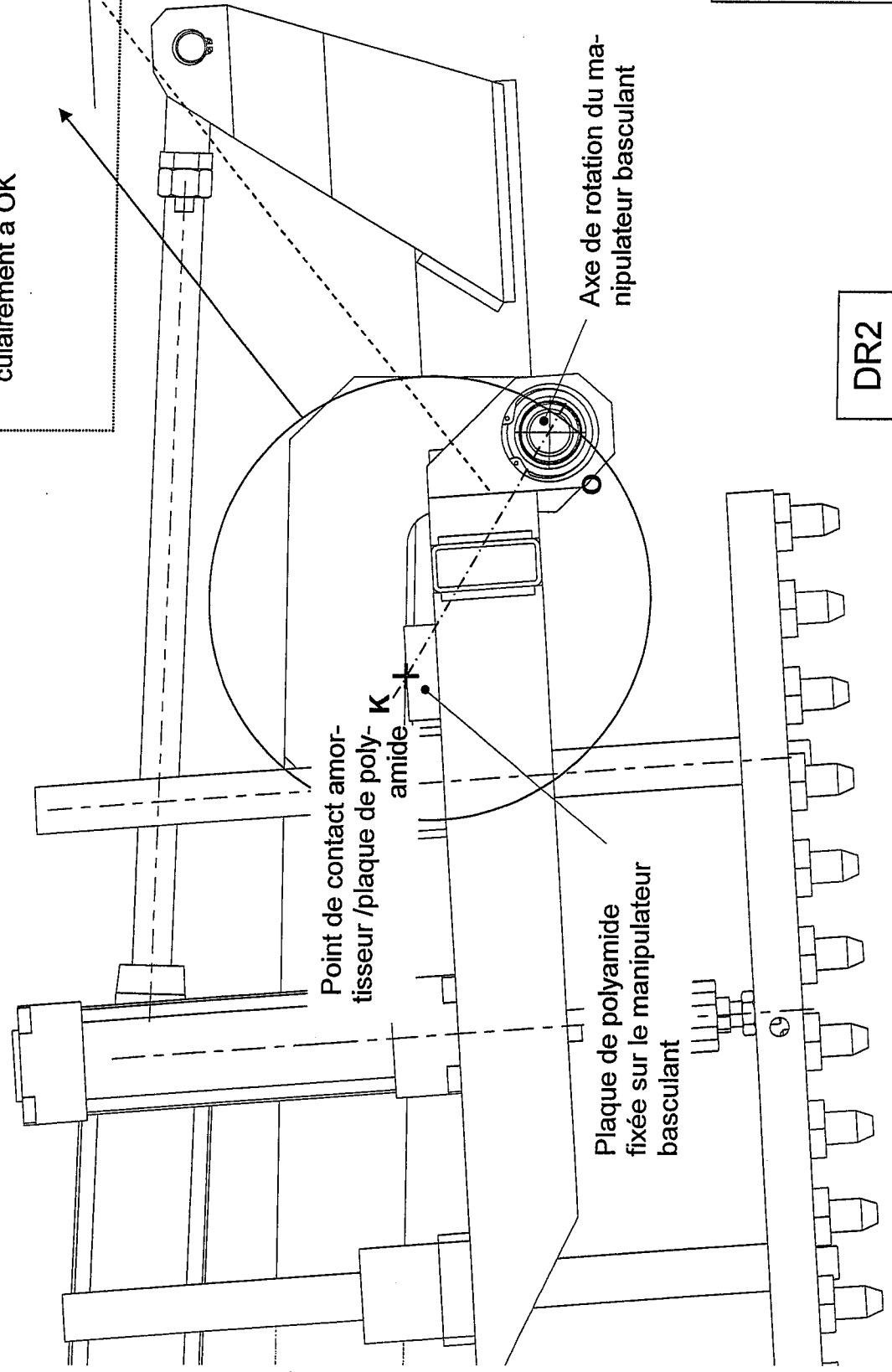
- Vérification :
la condition d'emploi n'est pas respectée; l'angle d'attaque est $> 3^{\circ}$

- Solution proposée :
Incliner la plaque et l'amortisseur pendiculairement à OK

\vec{F}

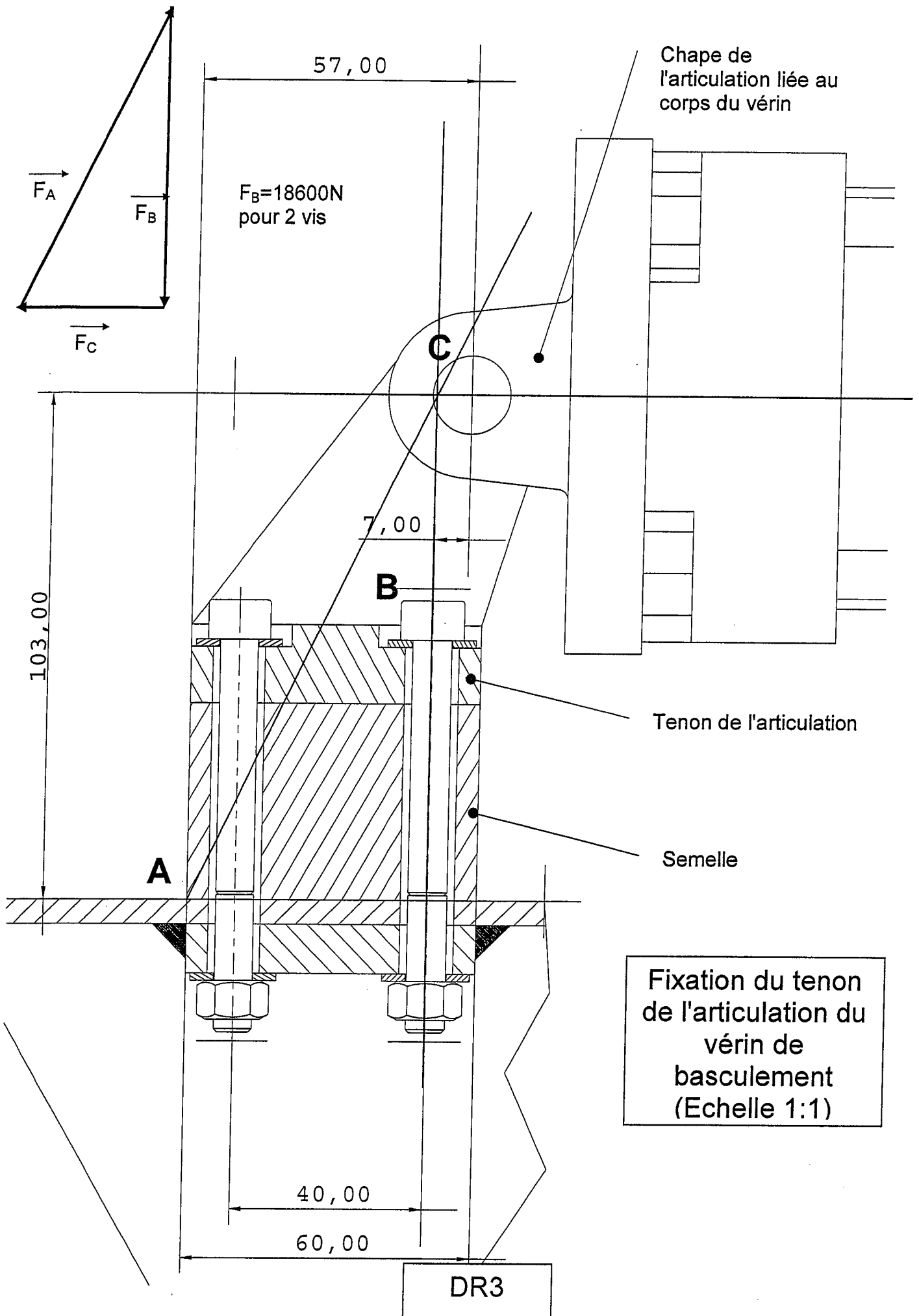
\vec{v}

K



Manipulateur basculant en début d'amortissement (Echelle 1:4)

DR2



B-B (1 : 2)

Document réponse 4
Corrigé

