

وزارة التعليم و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Alex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT Génie-Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

BANC D'ESSAI
POUR
CAMES DISQUES
1 PLAN

Proposé par :
M. Balazinski

Etudié par :

R. Meziane

Dirigé par :

M. Balazinski

المكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROMOTION : Janvier 85

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE-MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

BANC D'ESSAI
POUR
CAMES DISQUES

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
الجزائر
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Proposé par :
M. BALAZINSKI

Etudié par :
R. MEZIANE

Promotion Janvier 1985

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- mes parents.
- tous ceux qui témoignent qu'il n'existe de dieu qu'ALLAH et que Mohamed est son envoyé et son prophète.

R. MEZIANE.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mes remerciements à M^r
M. Balazinski qui a proposé et dirigé ce travail.

Qu'il me soit permis aussi d'exprimer ma gratitude
à tous les enseignants qui ont contribué à ma
formation.

Que tous ceux qui ont participé de près ou de loin
à la réalisation de cette étude trouvent ici mes
sincères remerciements.

Table des matières

	Page
Introduction.....	1
I. Généralités.....	3
I.1. Considérations générales.....	3
I.1.1 Définition de la came.....	3
I.1.2 Emploi des cames.....	3
I.1.3 Classification des cames.....	4
I.2 Quelques schémas de mécanismes à cames.....	6
I.3 Exemple type et problèmes inhérents.....	8
I.3.1 Analyse de fonctionnement.....	8
I.3.2 Graphique idéal.....	9
I.3.3 Graphique réel.....	11
I.4 Etablissement d'une came disque.....	13
I.4.1 Parties d'une came disque.....	13
I.4.2 Détermination du profil.....	13
I.4.3 Usinage.....	14
I.4.4 Nature du métal.....	15
II. Problèmes de fonctionnement.....	16
II.1 Problème de contact.....	16
II.2 Problème de formes des éléments mene' et menant.....	16
II.3 Problème de maintien de contact.....	17
II.4 Problème de précision de déplacement.....	18

II.5	Problème de dimensions	18
III.	Etude de certains types de cames disques	19
III.1	Came à flancs rectilignes avec tige à galet	19
III.2	Came convexe avec tige à galet	22
III.3	Came convexe avec tige à plateau	25
III.4	Came concave avec tige à galet	27
IV.	Conception du banc d'essai	30
IV.1	Préliminaire	30
IV.2	Description du banc	31
IV.3	Détermination des caractéristiques principales du banc	34
IV.3.1	Répartition des forces dans un mécanisme à came	34
IV.3.2	Application	39
IV.4	Dimensionnement	47
IV.4.1	Dimensionnement de l'arbre	47
IV.4.2	Calcul des roulements	54
IV.4.3	Dimensionnement de la tige	56
IV.4.4	Calcul du ressort	59
IV.4.5	Vérification des clavettes à la résistance	63
IV.4.6	Courroie	65
IV.4.7	Poussoirs	66
IV.4.8	Accouplement	68
V.	Applications envisagées	69

V.1 Détermination des vitesses critiques.....	69
V.1.1 Principe.....	70
V.1.2 Analyse dynamique.....	71
V.2 Enregistrement du déplacement.....	73
V.3 Mesure de la précision du profil.....	73
Conclusion.....	75

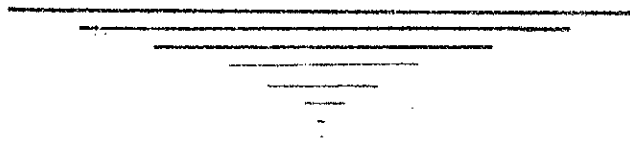


TABLE DES FIGURES.

N ^o de fig :	Désignation	page
I.1	came tambour.	9
I.2	came disque.	9
I.3	came cône.	9
I.4	came à tige arrondie.	7
I.5	came à galet.	7
I.6	came à plateau.	7
I.7	came commandant un levier oscillant.	7
I.8	came à cadre.	7
III.1, III.2	came à flancs rectilignes.	20
III.3	came convexe avec tige à galet.	24
III.4	came convexe avec tige à plateau.	26
III.5	came concave avec tige à galet.	28
IV.1	Efforts développés sur la came.	34
IV.2	Construction graphique de l'angle de pression.	37
IV.2'	Tracé de x , v et δ .	41
IV.3, IV.4	schéma de l'arbre; Moment fléchissant	47-50
IV.5	Moment fléchissant de la tige	57
IV.6	Courroie semi-croisée.	65
IV.7	Poussoir à galet.	66
IV.8	Accouplement élastique.	68.

Légende des symboles.

- N : Puissance du moteur.
- n : vitesse de rotation.
- x, v, \dot{v} : déplacement, vitesse, accélération.
- α_1 : angle de frottement des guidages.
- α : angle de frottement came - poussoir.
- θ : angle de rotation de la came.
- α : angle de pression.
- α' : angle d'hélice du ressort.
- A, B : réactions des guidages.
- T : force de service.
- T_r : effort tranchant.
- F_{sp/s_2} : force motrice.
- F : force de frottement.
- R_A, R_B : réactions des paliers.
- C : couple moteur.
- C' : charge dynamique réelle.
- P : charge dynamique équivalente.
- P_c : pression critique.
- P_{adm} : pression superficielle admissible.
- M_f : moment fléchissant.

- M_t : moment de torsion.
 M_r : moment réduit.
 $I_{\alpha\beta}$: moment quadratique suivant l'axe $\alpha-\beta$.
 $I'_{\alpha\beta}$: module de flexion.
 I : moment d'inertie.
 ρ : masse volumique.
 R_r : - contrainte de rupture.
 R_p : - contrainte admissible.
 τ_{adm} : - contrainte tangentielle admissible.
 E : module d'élasticité longitudinale.
 G : module d'élasticité transversale.
 d_a : diamètre de l'arbre.
 D_a : diamètre du moyeu.
 d_t : diamètre de la tige.
 D_r : diamètre d'enroulement.
 λ : élancement.
 n_z : nombre de spires actives.
 p : pas du ressort.
 f_r : flèche du ressort.
 f_p : fréquence propre.
 ρ : rayon de courbure.

ملخص: نظرا لأهمية الحدمات القرصية في الآليات، فلهذا من الضروري دراستهم دراسة شاملة من أجل رسمهم وإنجازهم وكذلك تبيان مختلف المشاكل التي تظهر عند الإستعمال ويهتم هذا المشروع بتصميم كرسي التجارب للحدمات من أجل تحليلها.

Résumé

Sujet: Le projet consiste à une conception de banc d'essai pour cames disques en vue d'en faire l'analyse. Vu l'importance des cames disques dans les mécanismes, il est primordial d'en faire une étude globale (loi des espaces, tracé, réalisation, fonctionnement) et d'en éclaircir les différents problèmes qui apparaissent lors de leur utilisation.

Summary

Subject: The scheme is composed of a design of a test bench for the cam discs which we do the analyse. Considering the importance of the cam in the mechanisms, it's essential to do a general study on them (space law, tracing, working) and to clearly the different problems which appear during their utilisation.

INTRODUCTION.

L'essor de la technologie est étroitement lié à la fabrication et à l'innovation des machines destinées à rendre le travail de l'homme plus facile et plus rentable.

La machine est un ensemble d'organes qui produisent des mouvements mécaniques visant à transformer de l'énergie, de la matière, des mouvements etc...

Ce processus de transformation par les machines s'effectue parfois sans intervention ou participation directe de l'homme. Elles réunissent généralement un grand nombre de dispositifs. Les systèmes destinés à transformer le mouvement d'un ou plusieurs corps en des mouvements déterminés d'autres corps sont appelés mécanismes.

Pour la transformation de mouvement, on a recours selon le cas généralement à différents systèmes.

- système bielle-manivelle.
- système vis-écrou.
- système à-cames.

Système bielle-manivelle : il permet la transformation d'un mouvement circulaire uniforme en un mouvement rectiligne alternatif.

Système vis-écrou : il permet d'obtenir à partir du mouvement circulaire uniforme, un mouvement rectiligne uniforme.

3. Système à cames : qui permet d'obtenir un mouvement alternatif à partir d'un mouvement quelconque (généralement circulaire) de la came.

Dans de nombreuses situations, on a besoin d'un mouvement rectiligne alternatif dont la courbe des espaces est complexe avec parfois des exigences de grande précision.

Les multiples combinaisons possibles du mouvement circulaire avec des mouvements alternatifs circulaires ou rectilignes font que les cames sont très utilisées.

En l'importance des cames et leur vaste champ d'application, notre étude sera consacrée à une conception de banc d'essai pour cames disques et d'en faire l'analyse. Celui-ci servira à éclaircir les différents problèmes posés lors de l'utilisation des cames.

On abordera dans une première partie de ce travail à une étude générale des cames. Dans une deuxième partie sera faite la conception du banc. Enfin une dernière partie comportera les applications qui pourront être envisagées sur le banc d'essai.

I. GENERALITES.

I.1 Considérations générales.

I.1.1 : Définition de la came.

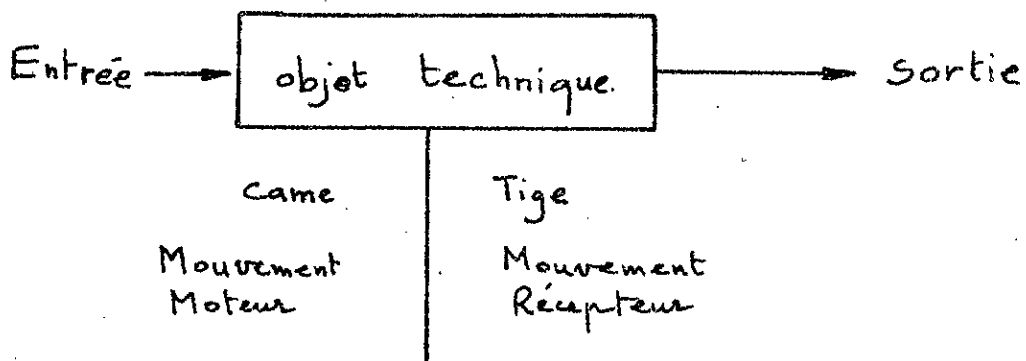
Une came est une pièce S_0 animée d'un mouvement quelconque agissant par contact sur une autre pièce S_1 pour lui communiquer un certain mouvement suivant une loi prédéterminée.

La pièce S_0 , appelée came a un mouvement moteur.

La pièce S_1 , appelée tige reçoit son mouvement de S_0 .

Les mouvements de S_0 et S_1 sont continus ou alternatifs; le plus souvent : rotations d'axes fixes ou translations.

Dans la pratique, la came S_0 est fréquemment animée d'une rotation uniforme autour d'un axe fixe et le mouvement de S_1 est une translation ou une oscillation.



I.1.2 Emploi des cames.

Les cames sont couramment utilisées pour assurer la périodicité du mouvement de faible amplitude de certains organes de machines.

Elles sont utilisées universellement dans divers mécanismes de commande et de transformation de mouvement des soupapes de moteurs à combustion interne, les pompes à injection des moteurs Diesel, dans les machines-outils (tours automatique par exemple), des machines à coudre, les métiers à tisser etc...

I.3 Classification des cames

Les cames sont des organes de transformation de mouvement agissant par contact. Leur classification est basée sur :

a- la position relative des axes de mouvement :

a.1 : axes rotation et translation parallèles :

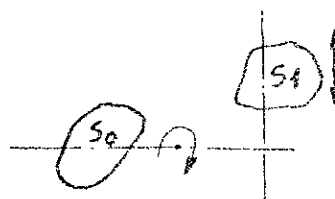
came tambour (fig I.1)

S_0 : came
 S_1 : tige

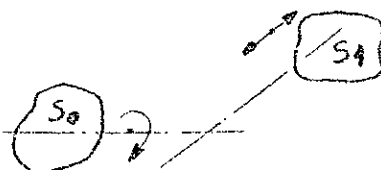


a.2 : axes rotation et translation orthogonaux ou perpendiculaires :

came disque (fig I.2)



a.3 : axes concourants : came cône (fig I.3)



b- la nature de l'organe receveur :

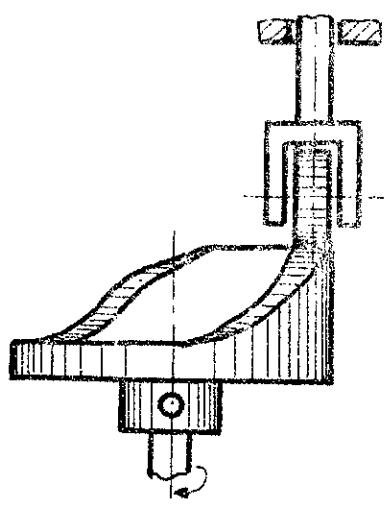


fig I.1: Came tambour

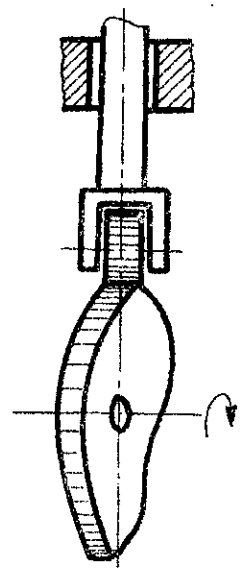


fig I.2: Came disque.

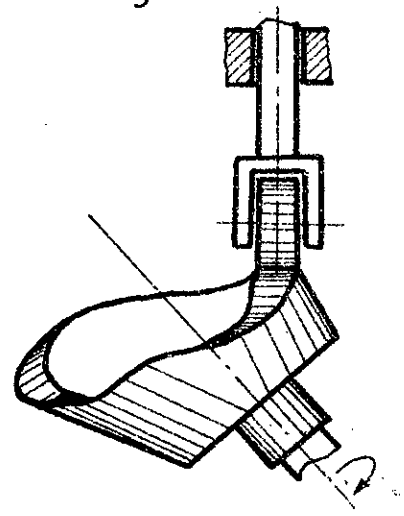


fig I.3: Came cône

b.1: Came agissant sur une tige: le mouvement généralement circulaire de la came, se transforme en un mouvement de translation alternatif.

b.2: Came agissant sur un levier articulé: le mouvement circulaire de la came se transforme en un mouvement circulaire alternatif.

I.2 Quelques schémas de mécanismes à cames.

On peut distinguer de nombreux schémas de mécanismes, selon les solutions constructives adoptées.

On peut citer:

- Came disque à tige mobile en translation terminée par une pointe. (fig I.4).
- Came disque à tige à galet. (fig I.5).
- Came disque à tige à plateau (fig I.6).
- Came disque commandant un levier oscillant (fig I.7).
- Came à cadre. (fig I.8).

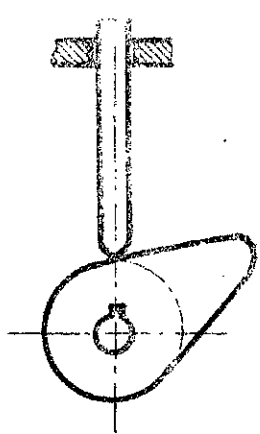


fig I.4: came à tige arrondie.

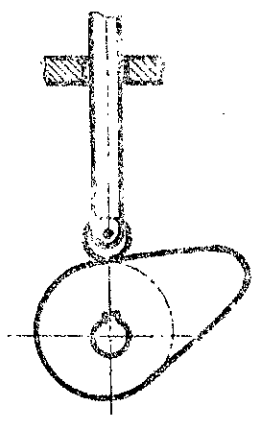


fig I.5: came à golet

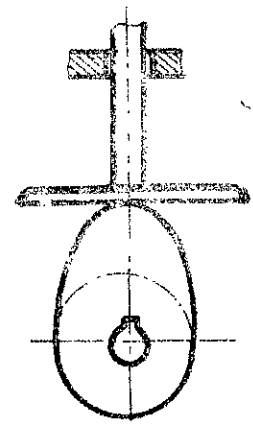


fig I.6: came à plateau.

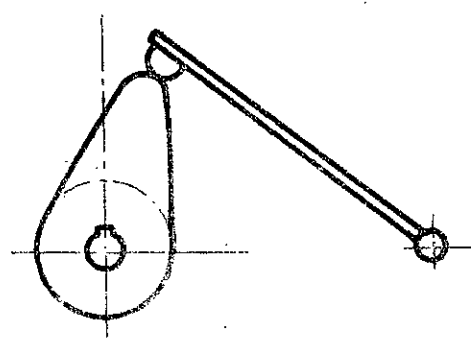


fig I.7: came commandant un levier oscillant

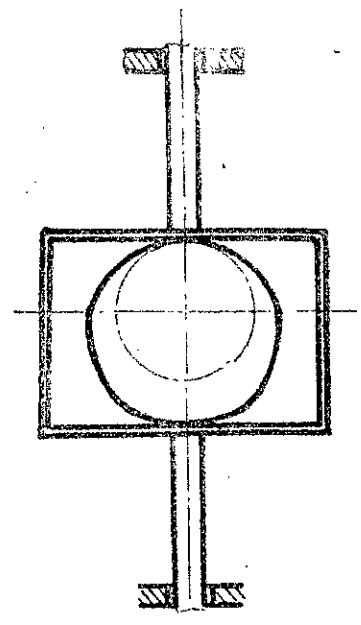


fig I.8: came à cadre

I.3. Exemple type et problèmes inhérents :

Soit le système gouvernant le mouvement des soupapes dans un moteur à combustion interne.

I.3.1. Analyse de fonctionnement :

On considère par exemple que pendant la rotation de la came avec une vitesse angulaire uniforme, un mécanisme de commande de soupapes doit ouvrir pour $\frac{1}{4}$ de tour, l'orifice des espaces libres, et pour la portion du tour restante ; fermer cet orifice.

Dans le moteur, il y a passage du mélange de vapeur d'essence et d'air, à travers un orifice dont l'ouverture et la fermeture se font à l'aide d'un mécanisme à cames.

Les produits de combustion ressortent par un deuxième orifice commandé aussi par came.

Le poussoir utilisé dans ce cas est appelé "soupape".

La levée de la soupape s'effectue donc au moyen d'une came.

Le profil de la came doit non seulement assurer la levée et la pose de la tête de la soupape sur son siège à l'instant strictement déterminé, mais aussi la levée de la soupape jusqu'à sa pose sur le siège, il doit tenir l'orifice ouvert au maximum pour que la soupape offre

le moins de résistance possible au déplacement des gaz.
 En outre, le profil de la came doit assurer un mouvement régulier au maximum, pour éviter l'usure rapide des surfaces de contact de la soupape avec le siège et du poussoir avec la came.

La réalisation de toutes les conditions que l'on veut d'indiquer dépend de la loi de mouvement du poussoir prise pour base du tracé de la came.

I.3.2: Graphique idéal:

Si on prend en considération seulement le rôle tenu par la soupape, on obtient alors le graphique idéal du mouvement du poussoir (Fig I.9), où l'on a porté suivant l'axe des abscisses, divisé en quatre segments égaux, l'intervalle de temps "t" pendant lequel la came accomplit un tour complet, et suivant l'axe des ordonnées la distance de la soupape à partir de sa position inférieure qui permet de fermer complètement l'orifice.

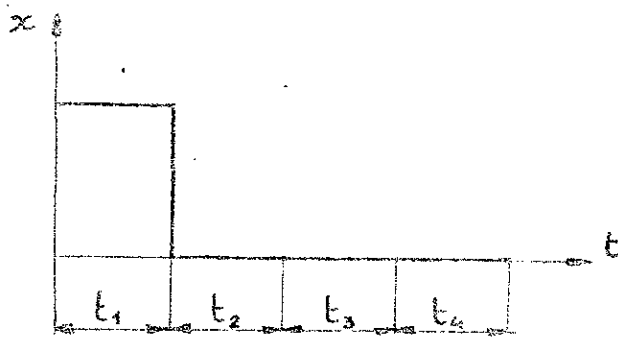


Fig I.9: Graphique idéal du Mouvement de soupape

Le tracé prévoit au premier quart ($1/4$) de tour de la came, le passage instantané du clapet de la soupape de sa position inférieure à sa position supérieure.

Il y a un maintien dans cette position pendant que la came effectue le premier quart ($1/4$) de tour, puis le passage instantané à la position inférieure. Ensuite, il y a un maintien à cette position pendant l'intervalle de temps " $t_2 + t_3 + t_4$ " - c'est à dire jusqu'au début du tour suivant de la came.

Ce tracé est idéal, puisque du début jusqu'à la fin du premier quart de tour, l'orifice est complètement ouvert pendant tout ce temps offrant ainsi la résistance la plus petite possible au déplacement des gaz. Or, ce graphique est inacceptable en pratique, les passages trop rapides de la soupape et des masses qui lui sont liées d'une position à l'autre correspondent à des accélérations excessives et par conséquent à des forces d'inertie et à des chocs excessifs, ce qui provoquent des rebonds indésirables pour la bonne marche du moteur.

En prenant tout ceci en considération, on doit prévoir le passage graduel de l'organe mené de la position inférieure à la position supérieure et inversement et par suite, on trace le graphique sous la forme suivante. (Fig I.10).

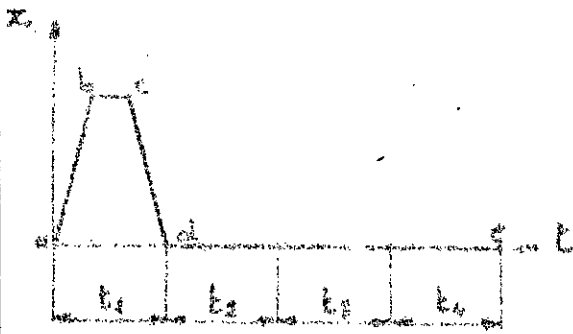


Fig I. 10 : Tracé modifié du Mouvement de la soupape.

Sous cette forme, on peut distinguer sur le tracé 4 phases :

1. phase d'éloignement "ab"
2. phase de la position supérieure "bc"
3. phase d'approche "cd"
4. phase de la position inférieure "de"

On remarque que le graphique des espaces parcourus par l'organe mené, composé de 4 segments de droite, ne peut être pris comme base du mécanisme à cames. Il est facile de le voir en construisant le graphique des vitesses au niveau des points a, b, c et d du graphique des espaces parcourus; la vitesse change instantanément de grandeur, par conséquent théoriquement avec des accélérations infiniment grandes qui sont indésirables.

I.3.3. Graphique réel :

Pour éviter les chocs durs; c'est-à-dire les chocs en présence d'accélérations infiniment grandes, on doit donner aux graphiques des espaces parcourus, la forme approximativement représentée sur la (fig I. 11). c'est à dire qu'on doit prévoir un passage graduel d'une phase à l'autre ce qui découle des graphiques des vitesses et des accélérations.

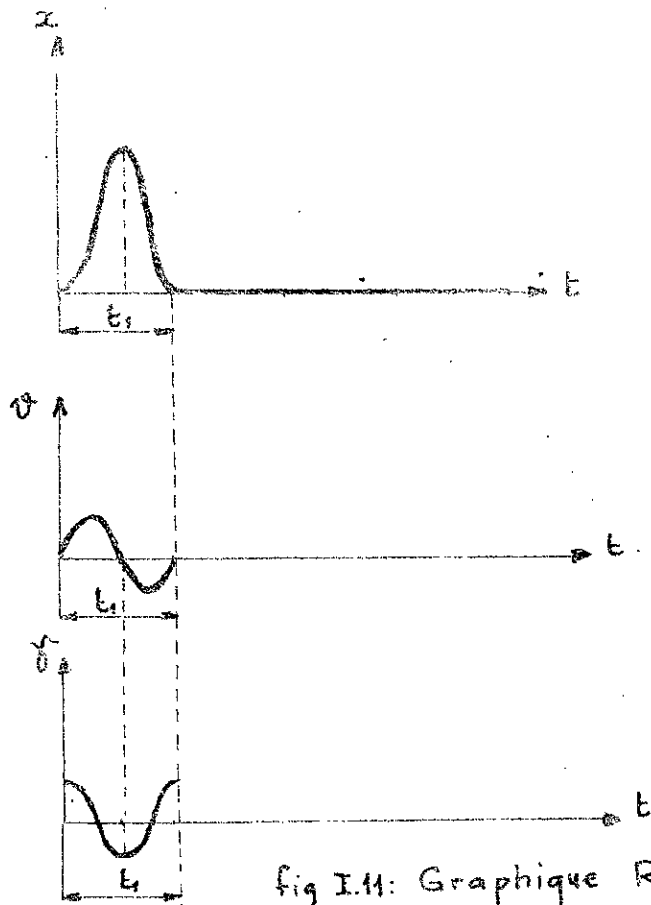


fig I.11: Graphique Réel.

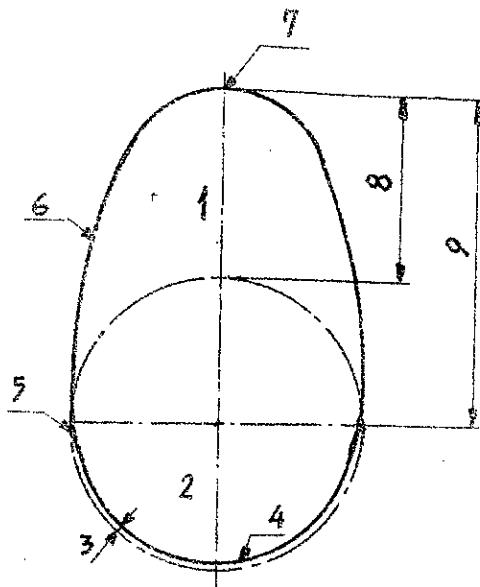
ainsi, ce mécanisme ne comporte pas de chocs durs. En se basant sur de telles considérations, on est en mesure de choisir pour le poussoir, la loi du mouvement la plus adéquate.

Pour de tels problèmes et d'autres, qu'on va citer, on est amené à étudier et analyser les cames, par le biais d'un banc d'essai pour cames disques dont on doit faire la conception.

I.4 : Etablissement d'une came disque.

Citons les différentes considérations qui interviennent dans la réalisation d'une -came disque.

I.4.1 : Parties d'une came disque.



1. le lobe.
2. talon.
3. Jeu.
4. Cercle de levée nulle.
5. pente.
6. flanc.
7. Sommet.
8. la levée.
9. la portée.

I.4.2 : Détermination du profil.

Le profil de la came résulte des opérations suivantes :

- Connaissance de la loi des espaces parcourus
- Construction de la courbe des espaces.
- déduction de la courbe des vitesses.
- déduction de la courbe des accélérations.
- fixation du rayon minimum de levée nulle à partir de l'encombrement et du mode de fixation de la came sur l'arbre.

- évaluation du rayon du galet ou bien un plateau de rayon infini.
- tracé du cercle de base ou de levée nulle.
- report des espaces parcourus sur les rayons polaires.
- raccordement des différents points obtenus pour avoir le profil théorique.
- tracé des positions successives de galet ou du plateau.
- détermination de l'enveloppe qui conduit au profil réel, dont la forme doit être exclusivement convexe pour le plateau.

I.4.3: Usinage: La réalisation peut se faire par:

a. fabrication à l'unité

Le profil pratique étant tracé, on perce des trous tangents à cette courbe et aussi rapprochés que possible, puis on fraise, on meule et lime les aspérités qui sont produites. Après vérification du profil assurant le mouvement demandé, on fait les traitements thermiques nécessaires: trempe, cémentation.

b. outils et machines - outils:

Après traçage, on adopte un diamètre de la fraise égal à celui du galet. En faisant cheminer le centre de la fraise suivant le profil théorique, on réalise le profil réel. On lime ensuite les aspérités.

c. fabrication en série

Dans ce cas de fabrication, on emploie des machines à

reproduire (par gabarit ou programmation).

I.4.4: Nature du métal.

- Suivant la valeur de la pression de contact, la grandeur de la came et le mécanisme considéré, on pourra adopter selon le cas différents matériaux : fonte, acier de cémentation, acier trempé ou rectifié, aciers alliés.

II. PROBLEMES DE FONCTIONNEMENT.

Différents problèmes peuvent apparaître lors de l'utilisation des came-disques à savoir :

II.1 Problème de contact :

En de grandes vitesses de rotation de la came, il peut se produire une rupture de contact pendant un temps déterminé, relativement court. Ceci altère le mouvement de l'élément mené et par suite le contrôle de vitesses limites optimales est à prévoir et à examiner de près.

On peut citer l'affolement ou le rebond du poussoir sur la came, comme cas de rupture de contact.

II.2 Problème de formes des éléments mené et menant :

a. Came à tige à bout plus ou moins arrondi : l'action came-tige risque alors d'être dangereuse s'il y a apparition d'usure ou d'arc-boutement. L'usure affecte généralement la tige.

b. came avec tige à galet : les risques d'arc-boutement diminuent, mais la came ne peut plus avoir n'importe quelle forme.

c. came avec tige à plateau : on remarque que le plateau est équivalent à un cylindre de rayon infini et cette forme ne peut convenir qu'à un profil exclusivement convexe. L'intérêt d'un tel dispositif est une meilleure

répartition de l'usure.

II.3 Problème de maintien de contact:

Lors du fonctionnement des mécanismes - à cames, l'inertie de la tige risque de faire perdre le contact avec la came. Or les éléments menant et mené doivent être toujours en contact permanent. Pour cela, il existe plusieurs possibilités:

- Liaison unilatérale: ce contact est généralement assuré - à l'aide d'un ressort de rappel agissant sur la tige.
- Liaison bilatérale: à l'aide de 2 galets, avec la condition supplémentaire que le diamètre de la came soit constant en toute position. Si le diamètre de la came n'est pas constant, une seconde came (contre-came) peut être associée à la première sur le même arbre. Par action sur un second galet, elle peut assurer le rappel.
- * Dans le cas, où l'on désire une sécurité supplémentaire, on peut monter deux ressorts concentriques - comme le cas des ressorts de culbuteurs pour les moteurs à combustion interne.
- * Un montage de contre-poids peut aussi être utilisé. On doit absolument vérifier dans ce cas, que les forces d'inertie restent dans les limites acceptables; d'où la nécessité de savoir les valeurs de l'accélération.
- * On utilise aussi des systèmes hydrauliques qui peuvent être.

efficaces pour le maintien de contact.

I 4. Problème de précision de déplacement :

a. influence de l'usure : L'usure de la tige, de la came et des guidages modifie la position relative de ces organes. Il peut se produire un léger déplacement de la tige dans la période de levée nulle.

Pour y remédier, on prévoit sur la came un jeu correspondant à une limite d'usure en réduisant le cercle de levée nulle.

b. influence de la température : L'élévation de la température provoque généralement l'allongement de la tige ce qui entraîne la modification de la loi de mouvement.

Pour y remédier, on prévoit un jeu de montage entre la came et la tige. Ce jeu est variable selon les conditions de fonctionnement.

II 5 Problème de dimensions :

En général, on cherche toujours à dimensionner les cames de façon à prendre une levée de faible amplitude pour éviter l'apparition du phénomène de balourd qui est une source de vibrations dans les machines. On s'attache donc à ce que le mécanisme soit le moins encombrant possible tout en ayant soin que les conditions de résistances et de fonctionnement soient réunies.

III ETUDE DE CERTAINS TYPES DE CAMES DISQUES.

Avant d'aborder la conception proprement dite du banc d'essai, on a jugé utile en premier lieu d'étudier certains types de cames qui vont être analysés sur ce dernier.

- came à flancs rectilignes avec tige à galet.

- came convexe avec tige à galet.

- came convexe avec tige à plateau.

- came concave avec tige à galet.

Dans ce qui suit, on écrira les équations qui donnent le déplacement, la vitesse et l'accélération de la tige pour ces cames. On aura à considérer deux positions: le flanc et le nez.

III.1 Came à flancs rectilignes avec tige à galet

III.1.1 galet en contact avec les flancs: (fig III.1)

La tige est assujétie à se déplacer suivant l'axe x

a. levée (déplacement): x

Considérons la tige à galet en contact avec le flanc AB.

Lorsque la came a tourné d'un angle θ à partir de la position la plus basse du galet, le poussoir s'est déplacé de:

$$x = OQ_1 - OQ_0.$$

$$= \frac{R+r_0}{\cos\theta} - (R+r_0)$$

$$x = (R+r_0) \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right). \quad (1)$$

b. vitesse: v .

Came à flancs rectilignes.

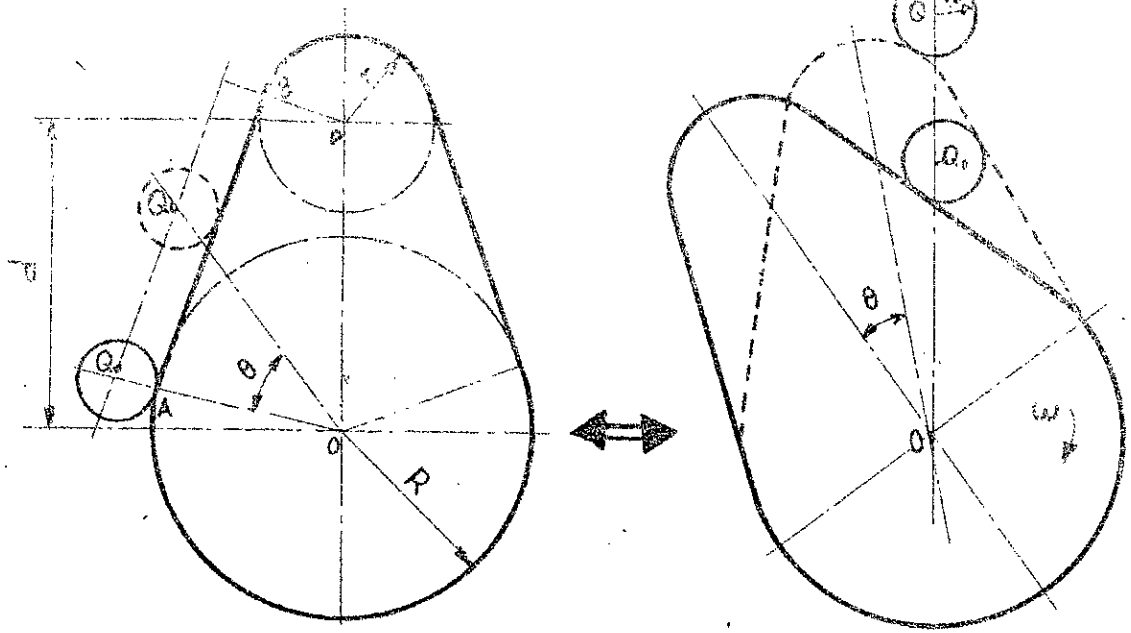


Fig III.1: Galet en contact avec les flancs.

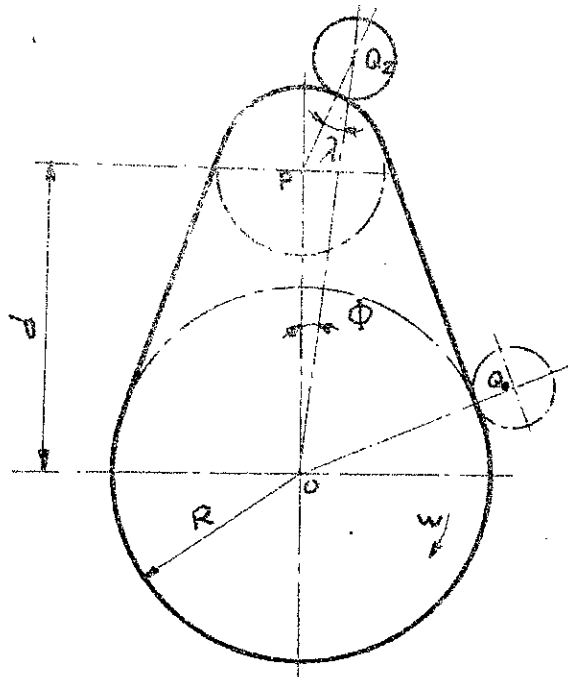


Fig III.2: Galet en contact avec le nez de la came.

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

$$\text{or } \frac{d\theta}{dt} = \omega$$

$$v = \omega \cdot \frac{dx}{d\theta} = \omega (R+r_0) \cdot \frac{\sin \theta}{\cos^2 \theta}$$

$$v = \omega (R+r_0) \cdot \frac{\sin \theta}{\cos^2 \theta} \quad (2)$$

c. acceleration: γ .

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\theta}$$

$$\gamma = \omega^2 (R+r_0) \left[\frac{1}{\cos \theta} + 2 \frac{\sin^2 \theta}{\cos^3 \theta} \right] \quad (3)$$

III.1.2 galet en contact avec le nez : (fig III.2)

a. Déplacement: x

Lorsque le galet a tourné d'un angle ϕ à partir de la position la plus haute de la tige, le déplacement de celui-ci

est: $x = OQ_2 - OQ_0$.

$$x = d \cos \phi + (r+r_0) \cos \lambda - (R+r_0)$$

$$\text{or nous avons: } d \sin \phi = (r+r_0) \sin \lambda \Rightarrow$$

$$\sin \lambda = \frac{d}{r+r_0} \sin \phi$$

$$\text{posons: } n = \frac{r+r_0}{d}$$

$$\cos \lambda = \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \phi}{n} \right)^2}$$

d'où :

$$x = d \cos \phi + (r+r_0) \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \phi}{n} \right)^2} - (R+r_0)$$

$$x = d \left[\cos \phi + \sqrt{n^2 - \sin^2 \phi} \right] - (R+r_0) \quad (4)$$

b. vitesse : v .

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} = \omega \cdot \frac{dx}{d\phi}$$

$$v = \omega \cdot d \left[-\sin\phi - \frac{2\sin\phi \cdot \cos\phi}{2\sqrt{n^2 - \sin^2\phi}} \right]$$

$$v = -\omega \cdot d \left[\sin\phi + \frac{\sin 2\phi}{2\sqrt{n^2 - \sin^2\phi}} \right] \quad (5)$$

c. accélération : γ .

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\phi}$$

$$\gamma = -\omega^2 \cdot d \left[\cos\phi + \frac{4\cos 2\phi \sqrt{n^2 - \sin^2\phi} + 2\sin 2\phi}{4(\sqrt{n^2 - \sin^2\phi})^2} \right]$$

$$\gamma = -\omega^2 \cdot d \left[\cos\phi + \frac{\sin^4\phi + n^2 \cdot \cos 2\phi}{(n^2 - \sin^2\phi)^{3/2}} \right] \quad (6)$$

III.2 Came convexe avec tige à galet : (fig III.3).

III.2.1 Galet en contact avec les flancs :

a. Déplacement : x

Soit Q_0 la position la plus basse de la tige

$$OQ_0 = R + r_0.$$

Considérons la tige dans la position Q .

Soit $x_1 = OQ$.

Nous allons déterminer $x = OQ - OQ_0$ en fonction de l'angle de rotation θ de la came.

Nous avons:

$$PA = (R+r_0) \cdot \cos \psi$$

$$PA = PO + OA = (R-R) + X_1 \cdot \cos \theta$$

d'où nous tirons :

$$X_1 = \frac{(R+r_0) \cos \psi - (R-R)}{\cos \theta} \quad (*)$$

Nous avons dans le triangle POQ, la relation suivante

$$PQ^2 + PO^2 - 2PQ \cdot PO \cdot \cos \psi = OQ^2$$

$$\text{Soit } \cos \psi = \frac{PQ^2 + PO^2 - OQ^2}{2PQ \cdot PO}$$

$$\cos \psi = \frac{(R+r_0)^2 + (R-R)^2 - X_1^2}{2(R+r_0)(R-R)}$$

En substituant dans l'expression (*) - celle de $\cos \psi$,

nous obtenons :

$$X_1^2 + 2X_1(R-R) \cos \theta - (R+r_0)^2 - (R-R)^2 = 0$$

d'où nous tirons :

$$X_1 = - (R-R) \cos \theta + \sqrt{(R-R)^2 \cos^2 \theta + (R+r_0)^2 - (R-R)^2}$$

$$X = X_1 - (R+r_0)$$

$$X = (R-R) \left[-\cos \theta + \sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{R+r_0}{R-R}\right)^2 - 1} \right] - \frac{(R+r_0)}{(R-R)}$$

b. vitesse : v.

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \omega$$

$$v = \omega (R-R) \left[\sin \theta - \frac{\sin 2\theta}{2 \sqrt{\cos^2 \theta + \left(\frac{R+r_0}{R-R}\right)^2 - 1}} \right] \quad (7)$$

c. Accélération : γ .

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \omega$$

$$\gamma = \omega^2 (r-R) \left\{ \cos \theta \frac{\cos 2\theta \left(\cos^2 \theta + \frac{(r+r_0)^2}{(r-R)^2} - 1 \right) + \frac{1}{4} \sin^2 2\theta}{\left[\cos^2 \theta - \frac{(r+r_0)^2}{(r-R)^2} - 1 \right]^{3/2}} \right\} \quad (8)$$

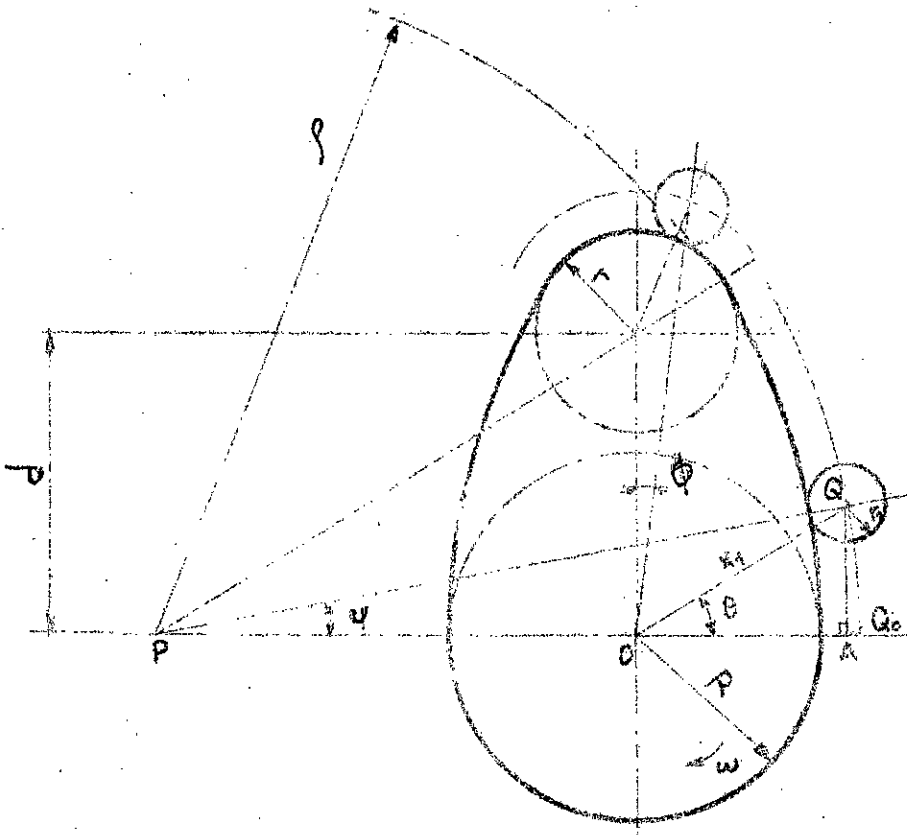


Fig III 3: Came convexe avec tige à galet.

III.2.2 Galet en contact avec le nez.

Lorsque le galet est en contact avec le nez de la came, les équations de (III.1.2) s'appliquent.

III.3 Came convexe avec tige à plateau (fig III.4).

III.3.1 plateau en contact avec le flanc:

a. Déplacement: x

Lorsque la came a tourné d'un angle θ à partir de la position la plus basse de la tige A, celle-ci s'est déplacée de :

$$X = OA_1 - OA = \rho - (\rho - R) \cos \theta - R$$

$$x = (\rho - R)(1 - \cos \theta). \quad (9)$$

b. vitesse: v .

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \omega$$

$$v = \omega (\rho - R) \sin \theta. \quad (10)$$

c. accélération: γ

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \omega$$

$$\gamma = \omega^2 (\rho - R) \cos \theta. \quad (11)$$

III.3.2: plateau en contact avec le nez.

a. Déplacement: x

Si le plateau est en contact avec le nez de la came, le déplacement sera:

$$X = OA_2 - OA.$$

$$X = (d \cos \phi + r) - R$$

$$X = (d \sin \theta + r) - R \quad (12); \quad \sin \theta = \cos \phi \text{ (complémentaire).}$$

b. Vitesse : v .

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \omega$$

$$v = +\omega d \cdot \cos\theta \quad (13)$$

c. accélération : γ .

$$\gamma = -\omega^2 d \sin\theta \quad (14)$$

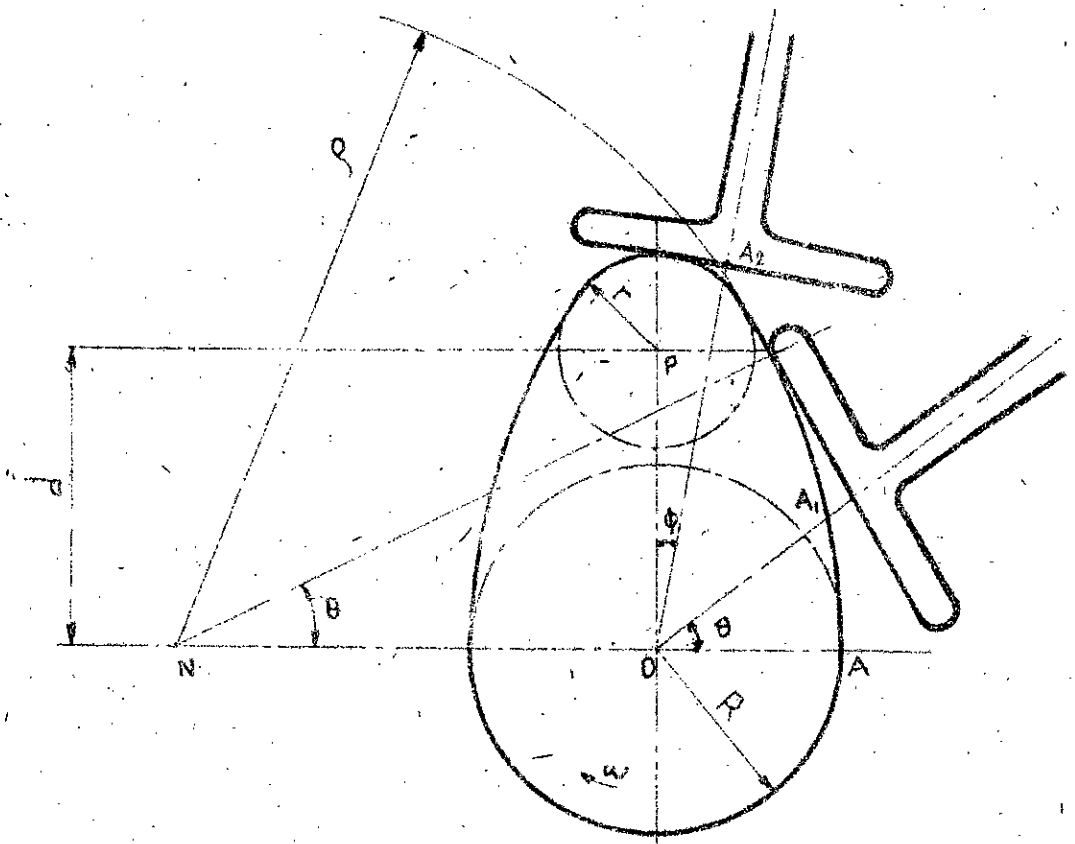


Fig III.4 : Came convexe avec tige à plateau.

III.4 Came concave avec tige à galet : (fig III.5).

III.4.1 galet en contact avec le flanc.

a. Déplacement : x

Lorsque la came a tourné d'un angle θ à partir de la position la plus basse du galet, celui-ci s'est déplacé de :

$$x = OQ - OQ_0.$$

Considérons le triangle IQO :

Nous avons la relation suivante :

$$OQ^2 + OI^2 - 2OQ \cdot OI \cdot \cos \theta = QI^2.$$

$$\text{soit } OQ^2 - 2OQ \cdot \cos \theta (r + R) + (r + R)^2 - (r - r_0)^2 = 0.$$

$$\text{d'où : } OQ = (r + R) \cos \theta - \sqrt{(r + R)^2 \cos^2 \theta - (r + R)^2 + (r - r_0)^2}.$$

$$OQ = (r + R) \left[\cos \theta - \sqrt{\cos^2 \theta - 1 + \frac{(r - r_0)^2}{(r + R)^2}} \right].$$

$$x = (r + R) \left[\cos \theta - \sqrt{\cos^2 \theta - 1 + \frac{(r - r_0)^2}{(r + R)^2}} \right] - (R + r_0). \quad (15)$$

b. vitesse : v .

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \omega.$$

$$v = \omega (r + R) \left[-\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{\cos^2 \theta + \frac{(r - r_0)^2}{(r + R)^2} - 1}} \right]. \quad (16)$$

c. accélération : \ddot{x}

$$\ddot{x} = \omega^2 (r + R) \left[-\cos \theta + \frac{\cos^2 \theta + \left(\frac{(r - r_0)^2}{(r + R)^2} - 1 \right) \cos 2\theta + \frac{1}{4} \sin^2 2\theta}{\left(\cos^2 \theta + \frac{(r - r_0)^2}{(r + R)^2} - 1 \right)^{3/2}} \right]. \quad (17)$$

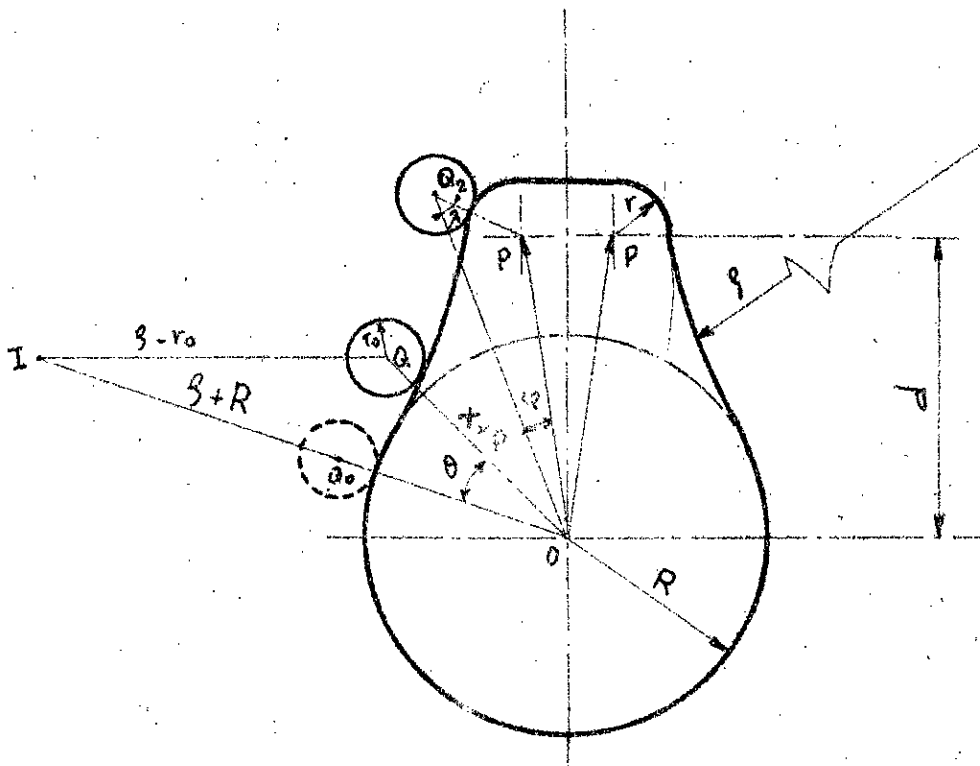


fig. III.5: Came concave avec tige à galet.

III 4.2. galet en contact avec le nez :

a. Déplacement : x

$$x = -OQ_2 - OQ_0.$$

$$OQ_2 = OP \cos \varphi + PQ_2 \cos \lambda.$$

$$(r+r_0) \sin \lambda = OP \sin \varphi \Rightarrow \sin \lambda = \frac{OP}{r+r_0} \sin \varphi = \frac{\sin \varphi}{\frac{r+r_0}{OP}}$$

$$\text{posons : } n = \frac{r+r_0}{OP}$$

$$\cos \lambda = \sqrt{1 - \sin^2 \lambda} = \frac{1}{n} \sqrt{n^2 - \sin^2 \varphi}$$

$$OQ_2 = OP \cos \varphi + \frac{(r+r_0)}{n} \sqrt{n^2 - \sin^2 \varphi}$$

$$x = OP \cos \varphi + \frac{(r+r_0)}{\frac{r+r_0}{OP}} \sqrt{n^2 - \sin^2 \varphi} - (R+r_0).$$

$$x = OP \left[\cos \varphi + \sqrt{n^2 - \sin^2 \varphi} \right] - (R+r_0). \quad (18)$$

b. vitesse : v .

$$v = \omega \cdot OP \left[\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\sqrt{n^2 - \sin^2 \varphi}} \right]. \quad (19)$$

c. accélération : γ .

$$\gamma = -\omega^2 OP \left[\cos \varphi + \frac{\sin^4 \varphi + n^2 \cos 2\varphi}{(n^2 - \sin^2 \varphi)^{3/2}} \right]. \quad (20)$$

* Remarque : Le tracé des diagrammes de déplacement, de vitesses et d'accélération sera fait pour des valeurs numériques données en application dans le prochain chapitre, qui traite la conception du banc.

IV. CONCEPTION DU BANC D'ESSAI.

IV.1 Préliminaire.

Le travail consiste en la conception d'un banc d'essai pour l'analyse des cames disques; en particulier l'analyse dynamique, vérification de la précision du profil et la mise en évidence du phénomène d'affolement. Ceci revient à :

- prévoir une chaîne cinématique du mécanisme.
- dimensionner les éléments principaux.

données de base :

- vitesse de rotation maximale du moteur : $n = 500 \text{ tr/min}$.
- came disque convexe à plateau:
 - * rayon de courbure de la came : $\rho = 79,8 \text{ mm}$.
 - * rayon de cercle de levée nulle $R = 30 \text{ mm}$.
 - * rayon du nez $r = 25,8 \text{ mm}$.
 - * distance des centres $d = 21,4 \text{ mm}$.
- masse du volant d'inertie : $5,7 \text{ Kg}$.

IV.2 Description du banc d'essai.

Les principaux éléments qui le constituent sont les suivants :

1. Moteur :

Le moteur est électrique à courant continu développant une puissance de 1 KW (voir calcul). La vitesse de rotation peut varier de 0 à 500 trs/mn.

2. Arbre : (voir pl. BC 20127).

Un arbre (51) directement accouplé au moteur par un accouplement élastique et supporté par deux paliers (41) à roulements à billes (49) entraîne la came (44) en rotation.

3. Volant d'inertie : (voir pl. BC 20132).

Un volant d'inertie (59) est monté sur l'arbre afin d'éviter les fluctuations de vitesses et de maintenir l'élan, une fois le régime établi.

4. Cames : (voir pl. BC 20126).

On a prévu un jeu de cames de formes diverses, étudiées auparavant. La came est montée à l'extrémité de l'arbre et maintenue sur celui-ci par une clavette (46) et par un écrou (47) et un contre-écrou (48).

5. Poussoirs : (voir pl. BC 20104).

Deux sortes de poussoirs sont prévus :

- poussoir à galet utilisé pour toutes les cames.
- poussoir à plateau (5) utilisé uniquement pour

Les cames convexes.

Les poussoirs sont creux pour permettre de loger la tige (20). Ils ont une course qui peut éventuellement atteindre 40 mm.

6. Tige: (voir pl. BC 20112).

C'est une tige filetée au milieu pour permettre à l'écrou (12) de modifier éventuellement la tension du ressort (14) à transmettre sur la came. Cette transmission des forces du ressort et des masses entre la tige et le poussoir se fait à l'extrémité arrondie de la tige.

7. Ressorts:

Le poussoir est appliqué contre la came par l'intermédiaire d'un ressort de compression (14) maintenu sur la tige. L'extrémité supérieure du ressort est retenue par une douille de guidage (15) pour éviter le flambage. Elle même maintenue par un chapeau (25) monté sur deux piliers verticaux (26) fixés à l'embase (4). Différentes masses (18) peuvent être montées sur la tige pour faire varier l'inertie du ressort.

On pourra utiliser des ressorts de différentes raideurs.

8. Tambour: (voir pl. BC 20116).

Une poulie (35) fixée à l'arbre portant une courroie entraîne un tambour (27) cylindrique sur lequel est fixé du papier pour l'enregistrement de la levée, grâce à une autre poulie (57) fixée au tambour.

On remarque que la vitesse de rotation du tambour est la même que celle de l'arbre porte-came.

9. Dispositifs de mesure :

a. mesure du déplacement du poussoir :

On peut enregistrer l'amplitude du poussoir à l'aide d'un stylet (29) solidaire à un levier coulissant (28) fixé au poussoir par l'intermédiaire d'un boulon (10) pour serrer la fente pratiquée sur le levier.

b. mesure de la précision du profil de la came :

Ce dispositif comprend un indicateur d'angle (3) en matière plastique. On repère la came et on vérifie la précision du profil de la came à un angle déterminé. Cette mesure peut être faite par un comparateur (22) fixé au pilier. À chaque angle, on a la valeur du profil avec une précision de 0,01 mm.

IV.3 Détermination des caractéristiques.

principales du banc d'essai :

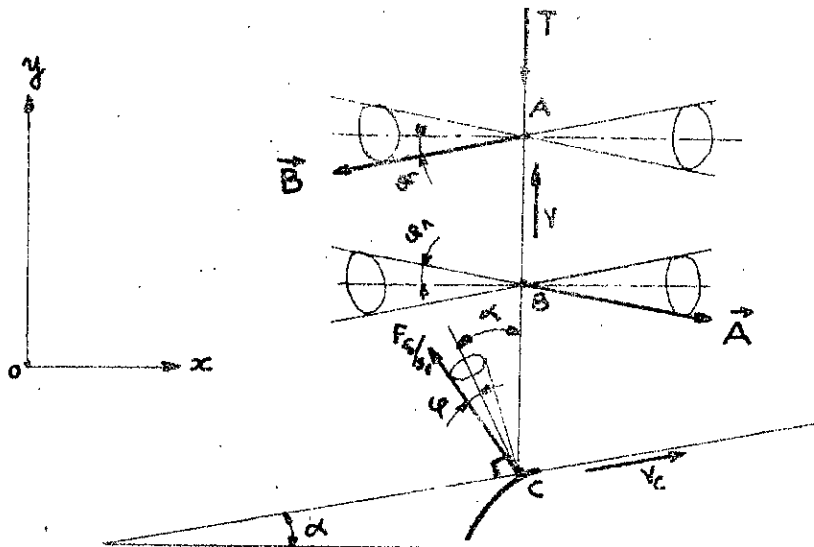
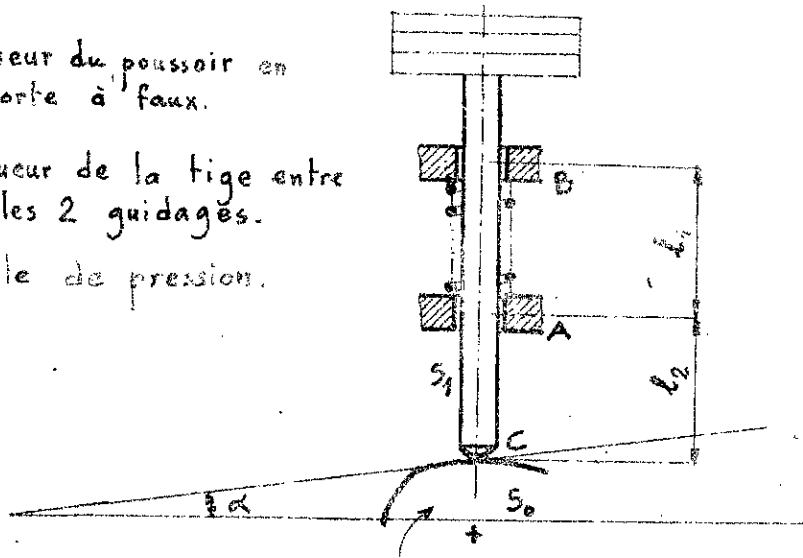
IV.3.1 répartition des forces dans un mécanisme à cames.

a. Efforts développés à un instant donné : (Fig IV.1).

l_1 : Longueur du poussoir en porte à faux.

l_2 : Longueur de la tige entre les 2 guidages.

α : angle de pression.



\vec{A}, \vec{B} : réactions des guidages.

\vec{T} : force de service.

$\vec{F}_{c0/si}$: force motrice.

ϕ_1 : angle de frottement des guidages.

ϕ_2 : angle de frottement came-poussoir.

\vec{V} : vitesse du poussoir.

\vec{V}_c : vitesse de la came.

Fig IV.1. Efforts développés.

La force de service T est connue puisqu'on a :

$T =$ Poids du poussoir et ses accessoires + Force de ressort
+ force d'inertie.

$$\vec{T} = \vec{P}_s + \vec{F}_r + \vec{F}_i \quad (21)$$

Tige en équilibre :

on a un torseur nul :

$$[\mathcal{E}] \equiv 0 \iff \begin{cases} \sum \text{Forces} = 0 \\ \sum \text{Moments}/c = 0 \end{cases}$$

Equation des Forces :

Projection selon l'axe ox_1 :

$$\begin{aligned} A \cos \alpha_1 - B \cos \alpha_1 - F_{s_0/s_1} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \epsilon) \right] &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow A \cos \alpha_1 - B \cos \alpha_1 - F_{s_0/s_1} \sin (\alpha + \epsilon) &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

Projection selon l'axe oy

$$\begin{aligned} -T - B \sin \alpha_1 - A \sin \alpha_1 + F_{s_0/s_1} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \epsilon) \right] &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow -T - B \sin \alpha_1 - A \sin \alpha_1 + F_{s_0/s_1} \cos (\alpha + \epsilon) &= 0 \end{aligned} \quad (23)$$

Equation des moments de toutes les forces par rapport à c :

$$A \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_1 - B(l_1 + l_2) \cos \alpha_1 = 0 \quad (24)$$

On a 3 équations à 3 inconnues : A , B et F_{s_0/s_1} .

De l'équation (24), on tire A :

$$A = \frac{B(l_1 + l_2)}{l_1} \quad (25)$$

Dans l'équation (22), on remplace A par sa valeur :

$$\frac{B(l_1+l_2)}{l_1} \cdot \cos \varphi_1 - B \cos \varphi_1 - F_{s_0/s_1} \cdot \sin(\alpha+\varphi) = 0 \Rightarrow$$

$$F_{s_0/s_1} = \frac{B \cdot \cos \varphi_1 \cdot l_2}{l_1 \cdot \sin(\alpha+\varphi)}$$

Remplaçons l'expression de F_{s_0/s_1} dans l'équation (23).

$$-T - B \sin \varphi_1 - \frac{B(l_1+l_2)}{l_1} \cdot \sin \varphi_1 + \frac{B \cos \varphi_1 \cdot l_2}{l_1 \cdot \sin(\alpha+\varphi)} \cdot \cos(\alpha+\varphi) = 0$$

d'où : * la réaction du guidage B :

$$B = \frac{T \cdot l_1}{-2l_1 \sin \varphi_1 + l_2 [\cotg(\alpha+\varphi) \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1]} \quad (26)$$

* la réaction du guidage A :

$$A = \frac{T \cdot (l_1+l_2)}{-2l_1 \sin \varphi_1 + l_2 [\cotg(\alpha+\varphi) \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1]} \quad (27)$$

* Détermination de l'effort F_{s_0/s_1} :

$$F_{s_0/s_1} = \frac{B \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_1}{l_1 \cdot \sin(\alpha+\varphi)}$$

$$F_{s_0/s_1} = \frac{T l_2}{-2l_1 \sin \varphi_1 + l_2 [\cotg(\alpha+\varphi) \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1]} \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\sin(\alpha+\varphi)} \quad (28)$$

La force F_{s_0/s_1} agissant de la part de la came sur le poussoir peut être décomposé suivant les axes ox et oy :

- En la force qui fait monter le poussoir : Q

$$Q = F_{s_0/s_1} \cdot \cos(\alpha+\varphi) \quad (29)$$

- l'effort latéral : $S = F_{s_0/s_1} \cdot \sin(\alpha+\varphi)$ (30)

b. Angle de pression (fig IV.2)

Pour le fonctionnement du mécanisme, la valeur de l'angle de pression α a une grande importance.

C'est un angle formé par l'axe de la tige et la normale au profil de contact came-poussoir. La valeur de cet angle dépend du profil de la came.

• Du point de vue dynamique, il est préférable d'avoir des angles de pression les plus petits possibles.

* Détermination graphique de l'angle de pression: (fig IV.2)

Il est nécessaire de connaître l'angle de pression pour le calcul des forces qui entrent en action à chaque instant.

L'angle de pression α est déterminé par construction graphique par deux méthodes:

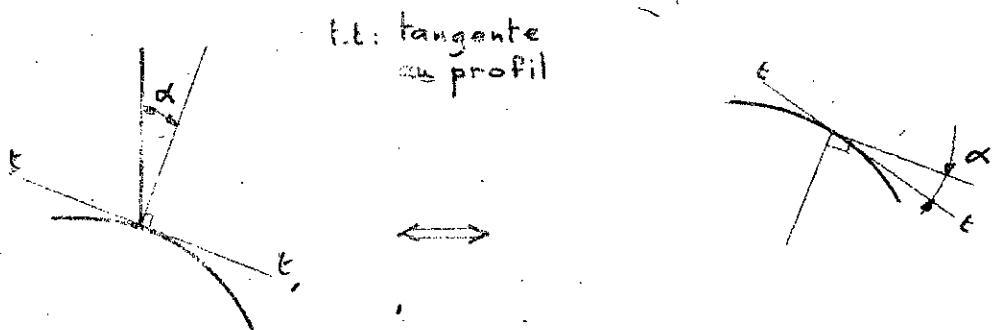


fig IV.2 Construction graphique de l'angle de pression.

Les résultats des angles de pression de la came considérée sont donnés au tableau n° 1.

Tableau n°1: valeurs de l'angle de pression.

θ [°]	α [°]
0	0
10	2,9
20	11
23,25	14
30	20
40	26
50	32
60	24
70	12
80	8
90	0
100	8
110	12
120	24
130	32
140	26
150	20
156,75	14
160	11
170	2,9
180	0

IV.3.2 Application :

39

a Calcul cinématique :

Tous les calculs ont été faits pour un type de cames assez général (came convexe). Pour d'autres cames, le calcul sera similaire à celui présenté ici.

Les relations qui donnent le déplacement x , la vitesse v et l'accélération γ en fonction de θ ont été établies au chapitre précédent. Donc en fonction des dimensions de la came et pour une variation d'angle θ de 10° en 10° , on dresse un tableau ($n=2$) donnant des valeurs de x , v et γ . Ce qui nous permettra de tracer leurs diagrammes respectifs. (fig. 2').

Dimensions de la came :

- Rayon de levée nulle : $R = 30$ mm.
- Rayon de courbure des flancs : $\rho = 77,8$ mm.
- Rayon du nez : $r = 25,8$ mm.
- Entraîne $d = 21,4$ mm.

D'autre part, la vitesse de rotation est $n = 500$ trs/mn.

calcul de la vitesse angulaire : ω .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52,36 \text{ rd/s.}$$

Les lois qui régissent les mouvements sont différentes selon la position de contact sur la came :

Tableau n°2: Valeurs de x , v et γ .

θ [°]	x [mm]	$v \cdot 10^3$ [mm/s]	$\gamma \cdot 10^3$ [mm/s²]
0	0	0	136,53
10	0,756	0,453	134,45
20	3,00	0,892	128,30
25,25	4,05	1,030	+125,43 -23,16
30	6,30	0,970	-29,34
40	9,36	0,858	-37,71
50	12	0,720	-44,94
60	14,13	0,560	-50,81
70	15,71	0,383	-55,13
80	16,67	0,195	-57,78
90	17	0	-58,67
100	16,67	-0,195	-57,78
110	15,71	-0,383	-55,13
120	14,13	-0,560	-50,81
130	12	-0,720	-44,94
140	9,36	-0,858	-37,71
150	6,30	-0,970	-29,34
156,75	4,05	-1,030	-23,16 +125,43
160	3,00	-0,892	128,30
170	0,756	-0,453	134,45
180	0	0	136,53

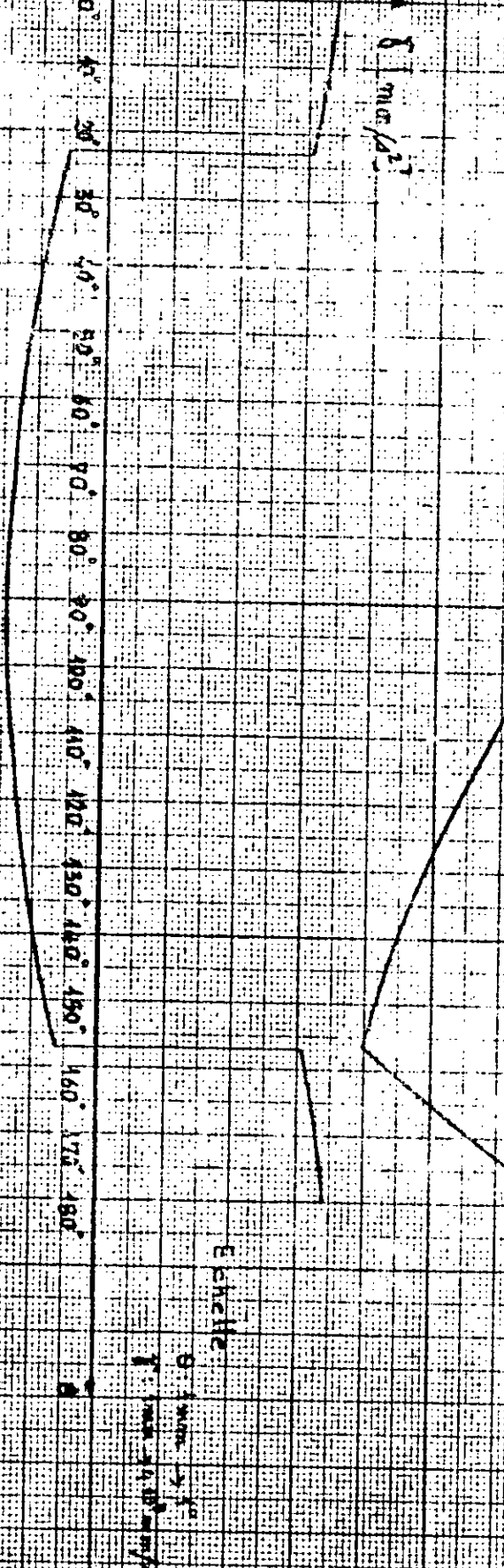
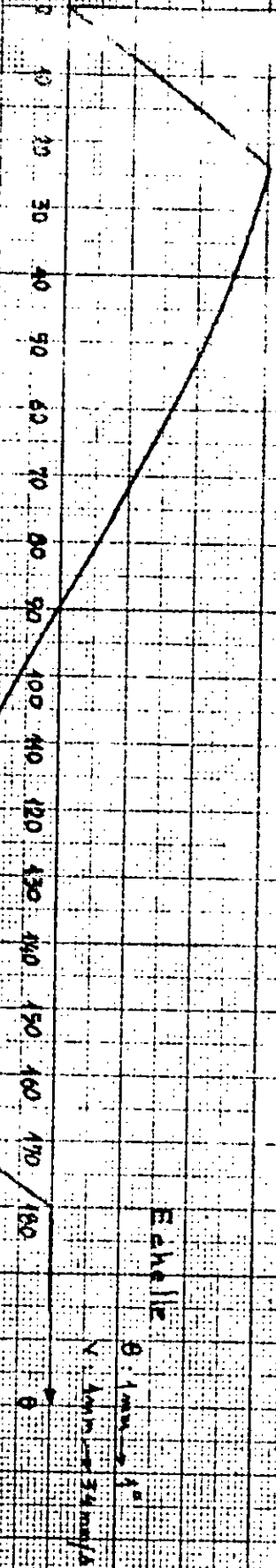
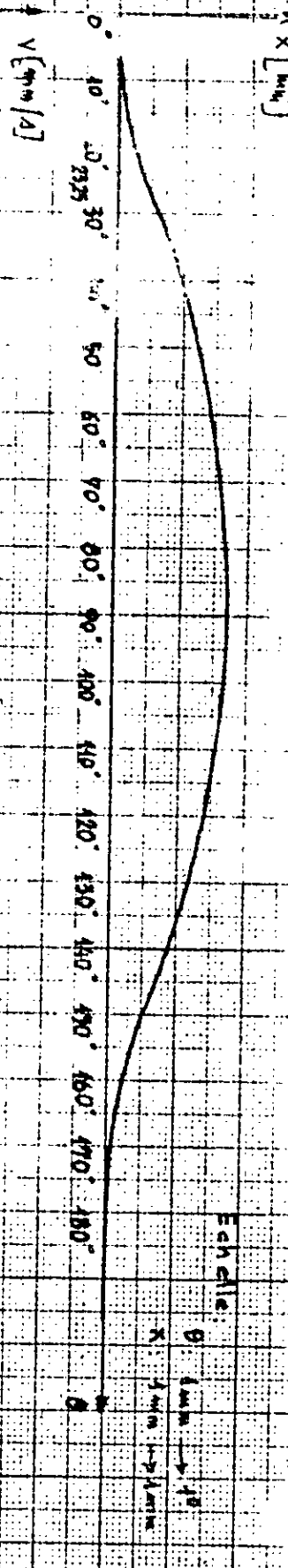


Fig IV 2: Trade du déplacement, δ et la vitesse de rotation

1 - flancs de la came : (équations : III, 9, 10, 11).

2 - nez de la came : (équations III, 12, 13, 14).

Le passage d'une partie du profil à une autre étant continu. Ces points correspondent à une valeur limite de θ bien définie (θ_l). Elle sera déterminée en égalisant les relations de la vitesse (10 et 13) par exemple :

$$w \cdot d \cdot \cos \theta_l = w (s - R) \sin \theta_l \Rightarrow \operatorname{tg} \theta_l = \frac{d}{s - R}$$

$$\theta_l = \operatorname{arctg} \left(\frac{d}{s - R} \right)$$

$$\theta_l = \operatorname{arctg} \left(\frac{244}{79,7 - 30} \right) = 23^{\circ},25$$

$$\theta_l = 23^{\circ},25$$

b. Calcul dynamique :

Pour le dimensionnement du système, on doit calculer les différents efforts qui interviennent lors du fonctionnement, et qui sont donnés sous forme littérale au paragraphe (IV.3.1).

Pour ce faire, on utilise les données de construction suivantes :

- Longueur du poussoir en porte à faux : $l_1 = 100 \text{ mm}$.
- Longueur de la tige entre les deux guidages : $l_2 = 180 \text{ mm}$.
- Coefficient de frottement des deux guidages : $f_1 = f_2 = \operatorname{tg} \alpha_s = 900$

Coefficient de frottement de la came sur la tige $f = \tan \epsilon = 0,1$.
 Les coefficients de frottement sont pris d'après les valeurs données par les normes (voir [6]), selon le type de contact considéré. Le tableau n°3 donne les valeurs des efforts développés pour des valeurs de 10° en 10° de l'angle de rotation et de l'angle de pression α qui lui correspond.

On relève à partir du tableau n°3 :

- la valeur de la force de service maximale : $T = 732 \text{ N}$.

- les réactions maximales de guidage : $A = 400 \text{ N}$.

$$B = 143 \text{ N}.$$

- la force motrice maximale : $F_{s_0/s_1} = 763 \text{ N}$.

D'où les forces de frottement des guidages :

$$F_A = A \cdot \sin \alpha_1 = 400 \cdot \sin 0,57 = 4 \text{ N}.$$

$$F_B = B \cdot \sin \alpha_1 = 143 \cdot \sin 0,57 = 1,5 \text{ N}.$$

Force de frottement totale des guidages :

$$F_G = F_A + F_B = 4 + 1,5 = 5,5 \text{ N}.$$

Force de frottement came-poussoir :

$$F_C = F_{s_0/s_1} \cdot \sin \epsilon = 763 \cdot \sin 5,7 = 76 \text{ N}.$$

Force de frottement résultante : $F = F_G + F_C = 5,5 + 76 = 81,5 \text{ N}$.

Force de remontée du poussoir :

$$Q = F_{s_0/s_1} \cdot \cos(\alpha + \epsilon) = 763 \cdot \cos(14 + 5,7) = 718 \text{ N}.$$

Effort latéral de la came sur le poussoir :

$$S = F_{s_0/s_1} \cdot \sin(\alpha + \epsilon) = 763 \cdot \sin(14 + 5,7) = 257 \text{ N}.$$

Tableau n°3: Efforts développés.

$\theta [^\circ]$	$\alpha [^\circ]$	$F_1 [N]$	$P [N]$	$F_2 [N]$	$T [N]$	$A [N]$	$B [N]$	$F_{\%} [N]$
0	0	0	49,05	682,35	731,7	115,09	41,10	745
10	2,9	7	49,05	572,25	728,3	174,01	62,15	750
20	11	27,9	49,05	644,50	718,45	337,12	120,50	754
23,25	14	37,7	49,05	627	713,75	400	143	763
30	20	58,65	49,05	-146,7	-39	-27,92	-10	-42
40	26	87,14	49,05	-188,55	-52,36	-48,87	-17,45	-60
50	32	111,7	49,05	-224,7	-63,95	-78,18	-27,92	-82
60	24	131,55	49,05	-254,05	-73,45	-66,34	-23,69	-84
70	12	146,26	49,05	-275,65	-80,34	-40,17	-14,33	-85
80	8	155,19	49,05	-289	-84,76	-31,95	-11,41	-86,5
90	0	158,3	49,05	-293,35	-86	-13,63	0	-88
100	8	155,19	49,05	-289	-84,76	-31,95	-11,41	-86,5
110	12	146,26	49,05	-275,65	-80,34	-40,17	-14,33	-85
120	24	131,55	49,05	-254,05	-73,45	-66,34	-23,69	-84
130	32	111,7	49,05	-224,7	-63,95	-78,18	-27,92	-82
140	26	87,14	49,05	-188,55	-52,36	-48,87	-17,45	-60
150	20	58,65	49,05	-146,7	-39	-27,92	-10	-42
156,75	14	37,7	49,05	627	713,75	400	143	763
160	11	27,9	49,05	644,5	718,45	337,12	120,5	754
170	2,9	7	49,05	672,25	728,3	174,01	62,15	750
180	0	0	49,05	682,65	731,7	115,09	41,10	745

c. Puissance

$$N = C \cdot \omega$$

* Calcul du couple:

$$C = S(r+d)$$

On adoptera une valeur légèrement supérieure par mesure de sécurité. Soit $S = 300 \text{ N}$.

$$\text{Donc: } C = S(r+d) = 300(25,8 + 21,4) \cdot 10^{-3} = 14 \text{ N}\cdot\text{m}$$

D'où la puissance transmise:

$$N = C \cdot \omega = 14 \cdot 52,36 = 733 \text{ W}$$

On adopte $N = 1 \text{ KW}$.

Pour choisir un moteur dont les caractéristiques sont

- Moteur à courant continu à vitesses variables,
- de vitesse de rotation max $n = 500 \text{ trs/min}$.
- type: MCI à excitation indépendante.

d. Rendement du mécanisme

On a intérêt à avoir un rendement maximum. En négligeant les frottements dans les paliers à roulement de l'arbre moteur, on a:

$$\eta = 1 - \frac{N_f}{N_m}$$

N_f : Puissance absorbée pour vaincre les frottements.

$$\eta = 1 - \frac{F \cdot v}{F_{s0} \cdot f_s \cdot \cos(\alpha + \epsilon) \cdot v}$$

N_m : Puissance des forces motrices.

$$\eta = 1 - \frac{F}{F_{s0} \cdot f_s \cdot \cos(\alpha + \epsilon)}$$

v : vitesse du poussoir.

$$\eta = 1 - \frac{81,5}{763 \cdot \cos(14+5,7)} = 0,88.$$

$\eta = 0,88$ } * C'est un rendement pour un fonctionnement optimum c'est à dire sans coincement.

On remarque que le rendement η diminue avec l'augmentation de l'angle de pression α .

* Angle de pression critique α_c :

Il y aura coincement quand le rendement η sera nul.

$$\eta = 0 \Rightarrow \eta = 1 - \frac{F}{F_{so/s_1} \cdot \cos(\alpha_c + i_e)} = 0 \Rightarrow F = F_{so/s_1} \cdot \cos(\alpha_c + i_e)$$

L'angle pour lequel $\eta = 0$ est l'angle de pression critique α_c où le coincement est inévitable.

$$\text{Donc: } \cos(\alpha_c + i_e) = \frac{F}{F_{so/s_1}} = \frac{81,5}{763} \Rightarrow \alpha_c + i_e = 83,8 \Rightarrow$$

$\alpha_c = 78^\circ$ C'est l'angle de pression critique, où le poussoir se coince sur la came.

C'est un cas qui n'aura pas lieu puisque:

$$\alpha_{max} = 32^\circ < \alpha_c.$$

IV.4 Dimensionnement

IV.4.1 Dimensionnement de l'arbre. (fig IV.3).

Étant donné les valeurs calculées des forces, on adopte pour le dimensionnement les valeurs suivantes :

$$T = 800 \text{ N.}$$

$$S = 300 \text{ N.}$$

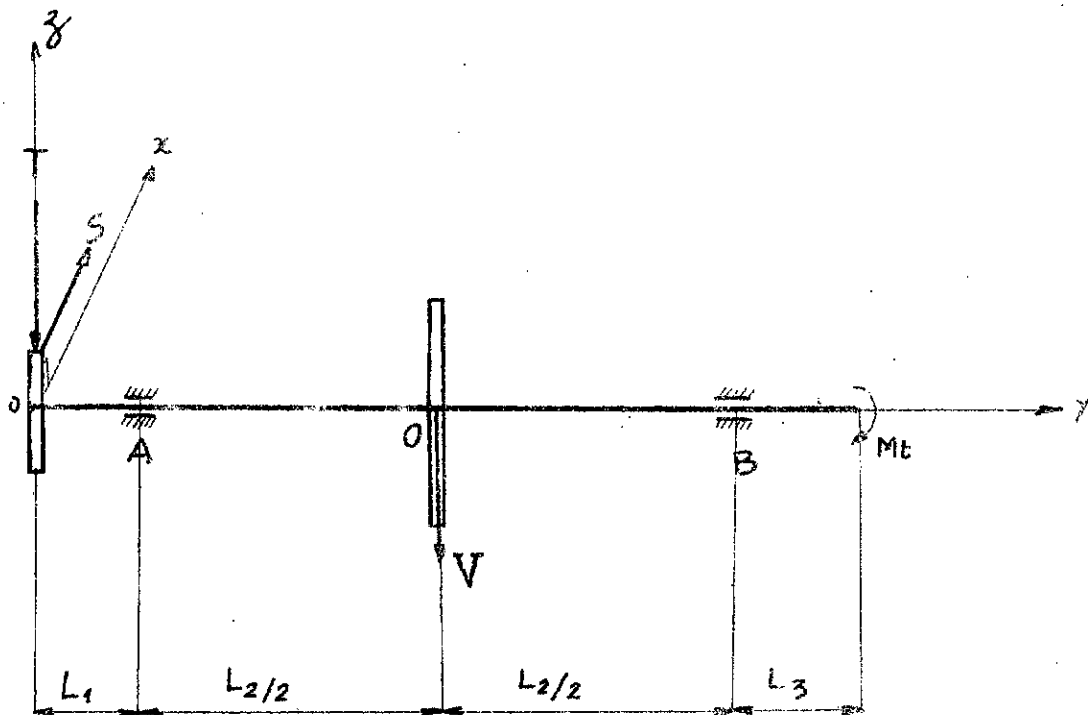


Fig IV.3: schéma de l'arbre.

$$L_1 = 55 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 225 \text{ mm.}$$

$$L_3 = 57 \text{ mm.}$$

$$T = 800 \text{ N.}$$

$$S = 300 \text{ N.}$$

$$V = 96 \text{ N.}$$

Considérons le plan vertical yoz : (fig II.4).

* calcul des réactions:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M/A = 0 \end{cases}$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow TL_1 - V \frac{L_2}{2} - R_{By} \cdot L_2 = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{TL_1 - VL_2/2}{L_2}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Av} - R_{By} = T + V \Rightarrow R_{Av} = T + V + R_{By}$$

$$R_{By} = \frac{800 \cdot 0,055 - 56 \cdot 0,225/2}{0,225} = 168 \text{ N.}$$

$$R_{Av} = 800 + 56 + 168 = 1024 \text{ N.}$$

* calcul du moment fléchissant:

- au point A: $M_{fv/A} = -TL_1 = -800 \cdot 0,055 = -44 \text{ N.m.}$

- au point O: $M_{fv/O} = -T(L_1 + \frac{L_2}{2}) + R_{Av} \cdot \frac{L_2}{2}$
 $= -800(0,055 + \frac{0,225}{2}) + 1024 \cdot \frac{0,225}{2} =$
 $M_{fv/O} = -18 \text{ N.m.}$

- au point B: $M_{fv/B} = -T(L_1 + L_2) + R_{Av} \cdot L_2 - V \frac{L_2}{2}$
 $= -800(0,055 + 0,225) + 1024 \cdot 0,225 - 56 \cdot \frac{0,225}{2} =$
 $M_{fv/B} = 0.$

Considérons le plan horizontal xoy : (fig II.4).

* calcul des réactions:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum M/A = 0 \end{cases}$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow SL_1 - R_{Bh} \cdot L_2 = 0.$$

$$R_{Bh} = \frac{SL_1}{L_2}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ah} - R_{Bh} = S \Rightarrow R_{Ah} = S + R_{Bh}.$$

$$R_{Bh} = \frac{300 \times 0,055}{0,225} = 74 \text{ N.}$$

$$R_{Ah} = 300 + 74 = 374 \text{ N.}$$

* calcul du moment fléchissant.

$$\text{- au point A : } M_{fh/A} = -SL_1 = -300 \cdot 0,055 = -17 \text{ N.m.}$$

$$\begin{aligned} \text{- au point O : } M_{fh/O} &= -S \left(L_1 + \frac{L_2}{2} \right) + R_{Ah} \cdot \frac{L_2}{2} \\ &= -300 \left(0,055 + \frac{0,225}{2} \right) + 374 \cdot \frac{0,225}{2} = \\ M_{fh/O} &= -8 \text{ N.m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{- au point B : } M_{fh/B} &= -S(L_1 + L_2) + R_{Ah} \cdot L_2 = \\ &= -300(0,055 + 0,225) + 374 \cdot 0,225 = \\ M_{fh/B} &= 0. \end{aligned}$$

a. Calcul des réactions résultantes.

$$R_A = \sqrt{R_{Ah}^2 + R_{Av}^2} = \sqrt{(374)^2 + (1024)^2} =$$

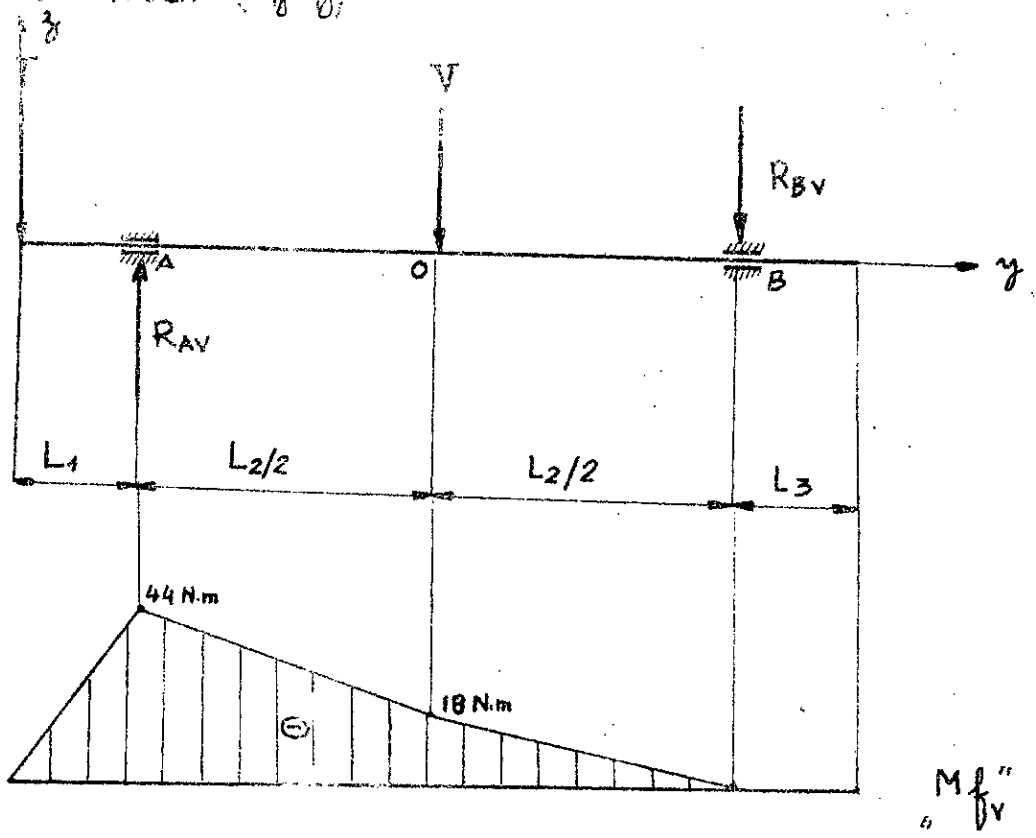
$$R_A = 1090 \text{ N.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bh}^2 + R_{Bv}^2} = \sqrt{(74)^2 + (168)^2} =$$

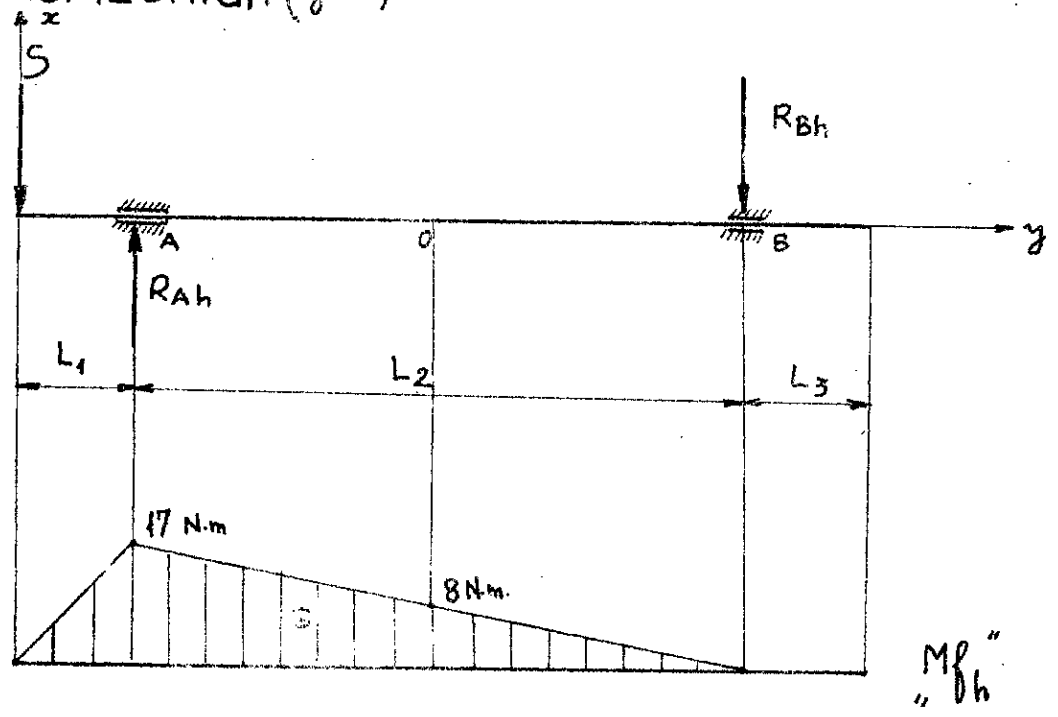
$$R_B = 184 \text{ N.}$$

Fig IV.4. Calcul de réactions et moment fléchissant.

Plan vertical. (yoz)



Plan horizontal. (yox)



b. Calcul du moment fléchissant résultant.

La section la plus sollicitée est celle de A.

$$M_{fr} = \sqrt{M_{fh/A}^2 + M_{fv/A}^2} = \sqrt{(17)^2 + (44)^2}$$

$$M_{fr} = 47 \text{ N.m.}$$

c. Calcul du moment de torsion.

$$M_t = \frac{N}{\omega} = \frac{1000}{52,36} = 19 \text{ N.m.}$$

d. Calcul du moment réduit.

$$M_r = \sqrt{M_{fr}^2 + M_t^2} = \sqrt{(47)^2 + (19)^2}$$

$$M_r = 51 \text{ N.m.}$$

e. Calcul du diamètre de l'arbre.

Pour le calcul du diamètre de l'arbre, on utilise la formule transformée :

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,0088 R_r}}$$

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{51 \cdot 10^3}{0,0088 \cdot 600}}$$

$$d_a \geq 21 \text{ mm}$$

On adopte $d_a = 25 \text{ mm}$.

R_r : charge de rupture du matériau constituant l'arbre.

$$R_r = 600 \text{ N/mm}^2 \text{ (acier XC12).}$$

f - Vérification du diamètre au vibration.

Pour le calcul de la fréquence propre de vibration de torsion, nous devons assimiler la came et le volant à des disques pleins respectivement 1 et 2.

* Inertie du disque 1.

$$I_1 = \frac{m_1 \cdot r_1^2}{2}$$

m_1 : masse du disque 1.

r_1 : rayon du disque 1.

$$r_1 = 47,2 \text{ mm.}$$

Calcul de la masse m_1

$$m_1 = \rho_1 \cdot V_1 \cdot e_1 = \rho_1 \cdot \pi r_1^2 \cdot e_1$$

$$m_1 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (47,2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 15 \cdot 10^{-3}$$

$$m_1 = 0,26 \text{ kg}$$

$$I_1 = \frac{m_1 \cdot r_1^2}{2} = \frac{0,26 \cdot (47,2 \cdot 10^{-3})^2}{2} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

* Inertie du Volant (disque 2).

$$I_2 = \frac{m_2 \cdot r_2^2}{2}$$

m_2 : masse du volant.

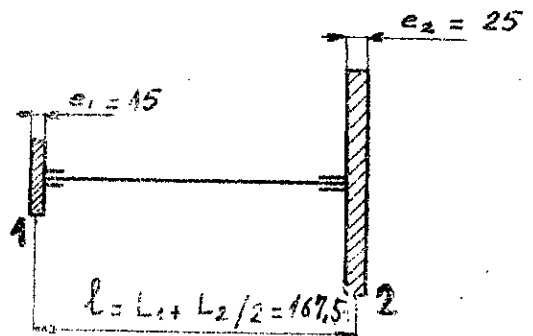
$$m_2 = 5,7 \text{ kg.}$$

r_2 : rayon du volant.

$$r_2 = 100 \text{ mm.} = 0,1 \text{ m.}$$

$$I_2 = \frac{5,7 \cdot (0,1)^2}{2} = 0,0285 \text{ kgm}^2$$

$$I_2 = 0,0285 \text{ kgm}^2$$



ρ_1 : masse volumique de l'acier

$$\rho_1 = 7,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

V_1 : volume du disque.

Fréquence propre.

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi d^4}{32} \frac{G (I_1 + I_2)}{l \cdot I_1 \cdot I_2}}$$

G : module d'élasticité transversale.

$$G = 8 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2.$$

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi \cdot d^4}{32} \frac{8 \cdot 10^{10} (2,9 \cdot 10^{-4} + 0,0285)}{0,1675 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0285}}$$

$$f_p = 2 \cdot 10^6 d_0^2 \quad ; \quad d_0: \text{diamètre de l'arbre.}$$

Il y a apparition du phénomène de résonance si la fréquence propre calculée est égale à la fréquence de rotation qui est au maximum égale à :

$$1/f = \frac{2\pi}{\omega} \Rightarrow f = \frac{\omega}{2\pi}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$f = \frac{n}{60} = \frac{500}{60} = 9,34 \text{ Hz}$$

Etant donné que le diamètre est de $25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, la fréquence est donc :

$$f_p = 2 \cdot 10^6 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2 = 52,75 \text{ Hz.}$$

On est donc bien loin du domaine de résonance.

Donc le diamètre de l'arbre choisi vérifie bien la condition de non vibration du mécanisme.

IV 4.2 Calcul des roulements.

a. Calcul des charges axiales et radiales.

Les efforts axiaux sont nuls, seuls les efforts radiaux qui influent sur les paliers.

Palier	Effort Axial E_a (N).	Effort Radial E_r (N).
A	0	$E_{r1} = R_A = 1090$
B	0	$E_{r2} = R_B = 184$

b. Calcul des charges dynamiques réelles.

La charge dynamique est donnée par :

$$c' = P^3 \sqrt{\frac{L_h \cdot n}{16666}}$$

où :

$P = (X \cdot V_r \cdot E_r) + (Y \cdot E_a)$: charge dynamique équivalente.

X : facteur radial : $X = 1$.

Y : facteur axial : $Y = 0$.

L_h : nombre d'heures total de fonctionnement : $L_h = 10.000$ h.

V_r : facteur de rotation : $V_r = 1$ (pour roulement à billes).

n : nombre de tours/min de l'arbre : $n = 500$ trs/min.

Palier	X	Y	$P = X \cdot E_r + Y \cdot E_a$ (N)
A	1	0	$1 \cdot 1090 + 0 \cdot 0 = 1090$
B	1	0	$1 \cdot 184 + 0 \cdot 0 = 184$

Les valeurs des charges dynamiques réelles sont :

Palier	n (trs/mn)	$C' = P \sqrt[3]{\frac{10.000 \cdot n}{16666}}$ (N)
A	500	$1090 \sqrt[3]{\frac{10.000 \cdot 500}{16666}} = 7297$
B	500	$184 \sqrt[3]{\frac{10.000 \cdot 500}{16666}} = 1232$

* Dimensions du roulement du palier A

La charge dynamique de base C_b du roulement qu'on va choisir devra être supérieure à $C' = 7297 \text{ N}$

On choisit le roulement à billes auto-lubrifiant dont les caractéristiques sont :

- série de dimensions 2.
- $C_b = 10800 \text{ N}$.
- $d_a = 25 \text{ mm}$.
- $D_a = 52 \text{ mm}$.
- $E_a = 15 \text{ mm}$.

* Dimensions du roulement du palier B :

On adopte le même roulement que pour le palier A pour des raisons constructives. (Ici, le roulement est moins sollicité que le palier A).

IV.4.3 Dimensionnement de la tige. (fig IV.5).

La tige est considérée comme une poutre supportant une charge S en porte-à-faux.

* Calcul des réactions :

$$\begin{cases} \sum \text{Forces} = 0. \\ \sum M/A = 0. \end{cases}$$

$$\sum F = 0 \Rightarrow R_{1A} - R_{1B} = S \Rightarrow R_{1A} = S + R_{1B}.$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow S l_2 - R_{1B} \cdot l_1 = 0 \Rightarrow R_{1B} = \frac{S l_2}{l_1}.$$

$$R_{1B} = \frac{300 \cdot 0,10}{0,18} = 167 \text{ N.}$$

$$R_{1A} = 300 + 167 = 467 \text{ N.}$$

* Calcul du moment fléchissant.

- au point A : $M_f/A = -S l_2 = -300 \cdot 0,10 = -30 \text{ N.m.}$

- au point B : $M_f/B = -S(l_2 + l_1) + R_{1A} l_1 =$
 $= -300(0,1 + 0,18) + 467 \cdot 0,18 = 0.$

$$M_f/B = 0.$$

- au point C : $M_f/C = 0.$

Le moment fléchissant maximum est au point A :

$$M_{f \max} = M_f/A = -30 \text{ N.m.}$$

a. Calcul du diamètre de la tige.

Pour le calcul du diamètre de la tige d_t , on utilise

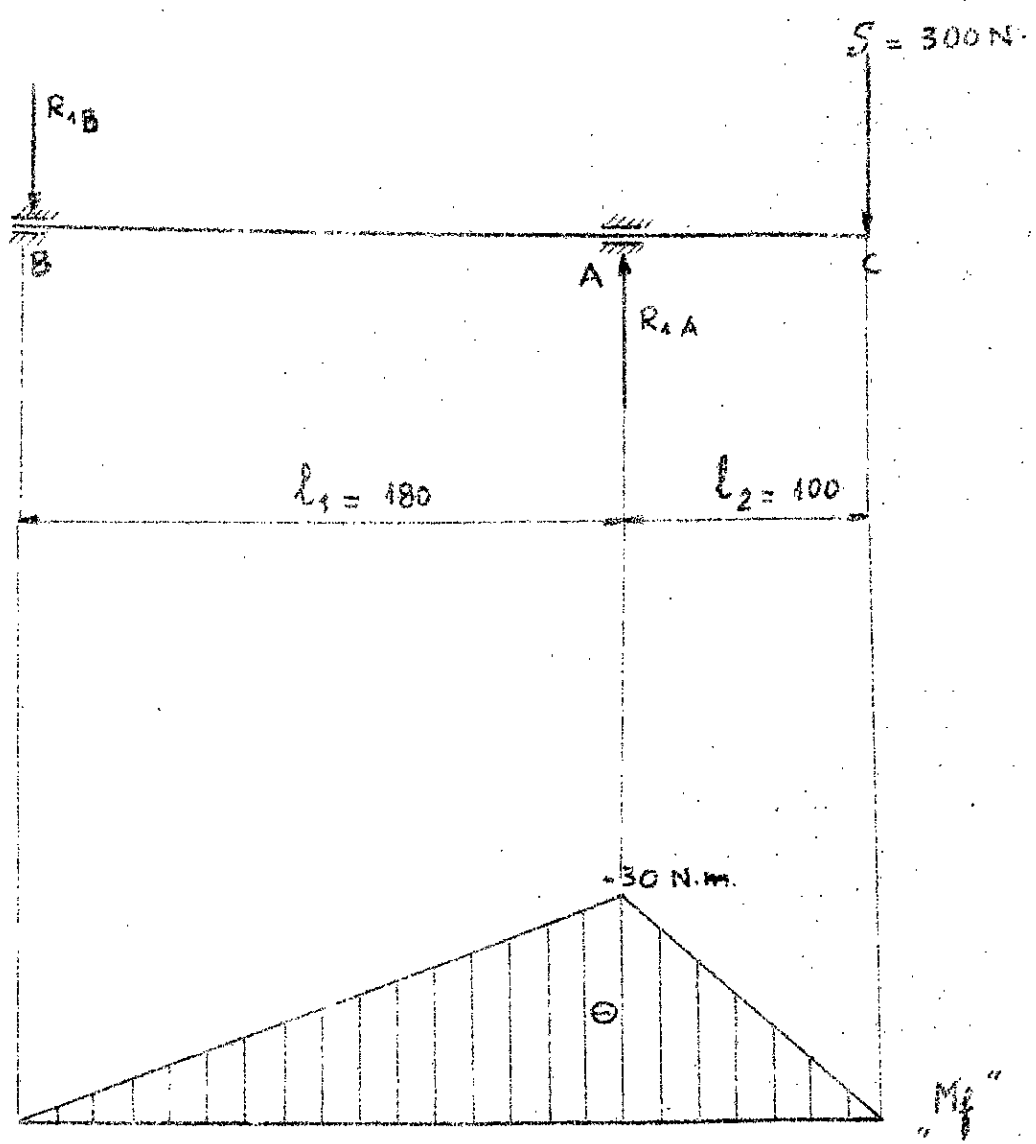


Fig IV. 5: Moment fléchissant de la tige.

la condition de sécurité :

$$I_{\alpha\beta} \geq \frac{M_{fmax}}{R_p}$$

R_p : Contrainte admissible.

$$I_{\alpha\beta} = \frac{\pi d_t^3}{32}$$

$R_p = 300 \text{ N/mm}^2$ (acier XC12).

$I_{\alpha\beta}$: module de flexion d'une section circulaire pleine.

d_t : diamètre de la tige.

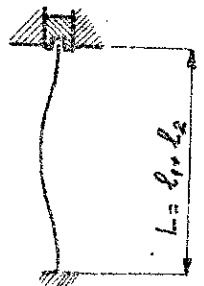
$$\text{d'où } d_t \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{f/A}}{\pi R_p}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 300}}$$

$$d_t \geq 10 \text{ mm.}$$

on adopte $d_t = 12 \text{ mm}$.

b. Vérification de la tige au flambage.

Pour supposons que la tige se présente de la façon suivante :
 - 1 encastrement
 - 1 articulation guidée transversalement.



* Calcul de l'élanement, λ :

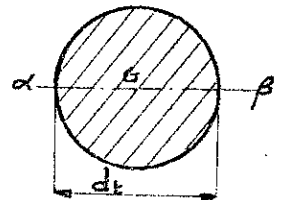
$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{\alpha\beta}}{S_t}}}$$

$I_{\alpha\beta} = \frac{\pi d_t^4}{64}$: moment quadratique de section d'un cercle.

$$S_t = \frac{\pi d_t^2}{4}$$

d'où :

$l = 0,7L$: longueur libre au flambage.



$$\lambda = \frac{4 \cdot 0,7L}{d_t} = \frac{4 \cdot 0,7 \cdot 280}{12} = 65$$

or pour $\lambda > 8$, on applique la formule de la charge critique :

$$P_c = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\alpha\beta}}{l^2} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_t^4}{31,36 \cdot L^2} = \frac{\pi^3 \cdot 20 \cdot 10^4 \cdot (12)^4}{31,36 \cdot (280)^2}$$

$E = 20 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

$$P_c = 52301 \text{ N.} > T$$

E : Module d'élasticité longitudinale.

Donc la tige n'est pas soumise au flambage.

IV.4.4 Calcul du ressort.

Un ressort est nécessaire pour le maintien de contact entre le poussoir et la came.

Son diamètre d'enroulement doit être tel que ce ressort puisse se loger dans le siège prévu à cet effet de diamètre extérieur 40 mm. (voir pl. B(20107)).

L'effort maximum que le ressort puisse exercer est de 800 N.

Quand le poussoir est à sa distance minimale à l'axe de rotation de la came, le ressort n'exerce pas un effort important.

D'autre part, l'espace libre entre les spires doit être supérieur à la course du poussoir qui est égale à la flèche du ressort $f = 30$ mm.

Par construction, la longueur libre du ressort L est prise entre 80 et 100 mm.

Le ressort choisi est à fil rond de diamètre d_r et de diamètre d'enroulement D_r (voir dessin).

Généralement, on prend : $\frac{d_r}{D_r} \in \left[\frac{1}{10} \text{ à } \frac{1}{5} \right]$.

L'acier est : 4558.

avec $\sigma_{adm} = 800 \text{ N/mm}^2$: Contrainte admissible de l'acier.

1. Calcul des paramètres du ressort.

La variation de la flèche en fonction de la charge

est linéaire.

$$f_r = k_e T ; \text{ tel que } k_e = \frac{8 \cdot D_r^3 \cdot n_r}{G \cdot d_r^4} \Rightarrow f_r = \frac{8 T \cdot D_r^3 \cdot n_r}{G \cdot d_r^4}$$

n_r : nombre de spires actives.

$T = 800 \text{ N}$ (Force maximum de Service).

$G = 80.000 \text{ daN/mm}^2$;

$f_r = 30 \text{ mm}$: flèche.

$D_r = 32 \text{ mm}$.

$$d_r^4 = \frac{8 \cdot T \cdot D_r^3 \cdot n_r}{G \cdot f_r} = \frac{8 \cdot 800 \cdot (32)^3 \cdot n_r}{80.000 \cdot 30} = 87,3 n_r$$

pour $d_r = 5 \text{ mm}$; on a $n_r = \frac{d_r^4}{87,3} = \frac{(5)^4}{87,3} = 7,2$.

on prend $n_r = 8$ spires actives.

on adopte alors :

$d_r = 5 \text{ mm}$.

$D_r = 32 \text{ mm}$.

$n_r = 8$ spires actives.

b. Vérification du taux de travail.

$$\delta = \frac{8 \cdot T \cdot D_r}{\pi \cdot d_r^3} \leq 800 \text{ N/mm}^2$$

$$\delta = \frac{8 \cdot 800 \cdot 32}{\pi \cdot (5)^3} = 521 \text{ N/mm}^2$$

Donc le ressort choisi convient.

c Calcul de la flèche maximale.

Et spires jointives, le ressort ne doit pas travailler à plus de 800 N/mm^2 . Il travaille seulement à 521 N/mm^2 sous l'effort $T = 800 \text{ N}$.

L'effort qu'il peut supporter quand la flèche est maximale est : $T_{\text{max}} = \frac{800}{521} \cdot 800 = 1228 \text{ N}$.

* valeur exacte de k_l :

$$k_l = \frac{8 \cdot D_r^3 \cdot n_r}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot (32)^3 \cdot 8}{80.000 \cdot (5)^4} = 0,042$$

La flèche maximale est:

$$f_{\text{max}} = k_l \cdot T_{\text{max}} = 0,042 \cdot 1228 = 51,58 \text{ mm}$$

* calcul de l'intervalle :

Cette flèche est égale à 8 fois l'intervalle i .

$$i = \frac{f_{\text{max}}}{n_r} = \frac{51,58}{8} = 6,45 \text{ mm}$$

* calcul du pas :

$$p = d_r + i = 5 + 6,45 = 11,45 \text{ mm}$$

* calcul de la longueur libre :

$$L = n_r \cdot p + d_r = 8 \cdot 11,45 + 5 = 96,60 \text{ mm}$$

* calcul de l'angle d'hélice :

$$\tan \alpha' = \frac{p}{\pi D_r} = \frac{11,45}{\pi \cdot 32} = 0,113$$

$$\Rightarrow \alpha' = 6,5^\circ$$

d. Vérification du ressort au flambage.

Les ressorts de compression pour lesquels :

$\frac{L}{D_r} > 3$ sont susceptibles de flambement.

Dans notre cas :

$$L = 96,60 \text{ mm.}$$

$$D_r = 32 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} L = 96,60 \text{ mm.} \\ D_r = 32 \text{ mm.} \end{array} \right\} \frac{L}{D_r} = \frac{96,60}{32} = 3,02 > 3.$$

Ce ressort risque de flamber. Pour empêcher le flambement, on prévoit une douille de guidage (voir pl. BC 20108).

IV.4.9 Vérification des clavettes à la résistance.

Les éléments montés sur l'arbre : la came, le volant d'inertie, la poulie et l'accouplement élastique sont tous fixés par -clavettes.

1. Vérifions celle de la came.

a. Vérification au cisaillement.

La vérification au -cisaillement se fait au niveau du plan de contact de la came avec l'arbre de telle sorte que la clavette soit chargée à la torsion.

Nous avons : $d_a = 25 \text{ mm}$.

L'effort tranchant T_r , appliqué sur la clavette est :

$$T_r = \frac{2 M_t}{d_a} = \frac{2 \cdot 19}{25 \cdot 10^{-3}} = 1520 \text{ N}.$$

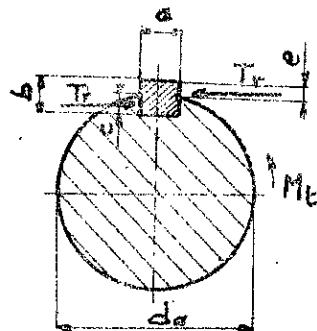
La clavette à vérifier a pour section : 7×8 sur $l = 20 \text{ mm}$.

d'où $S_1 = a \cdot l = 8 \times 20 = 160 \text{ mm}^2$.

La contrainte est donnée par :

$$\tau = \frac{T_r}{S_1} = \frac{1520}{160} = 9,5 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm}.$$

$$\tau_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2.$$



b. Vérification à la pression superficielle.

* Au niveau du champ entre la clavette et l'arbre :

La pression admissible $P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$.

$$P = \frac{T_r}{s_1} \leq P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$T_r = 1520 \text{ N}$$

$$s_1 = c \cdot l = 3 \times 20 = 60 \text{ mm}^2$$

$$P = \frac{1520}{60} = 25,3 \text{ N/mm}^2 < P_{adm}$$

* Au niveau du champ entre la clavette et le moyeu :

$$P = \frac{T_r}{e \cdot l}$$

$$e = 4 \text{ mm}, \text{ d'où } s_2 = e \cdot l = 4 \times 20 = 80 \text{ mm}^2$$

$$P = \frac{1520}{4 \cdot 20} = 19 \text{ N/mm}^2 < P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$

2. Clavettes de l'accouplement élastique :

Même sollicitation que celle de la came.

dimensions normalisées : $a = 8 \text{ mm}$; $b = 7 \text{ mm}$; $l = 20 \text{ mm}$.

3. Clavette du volant d'inertie :

La sollicitation est la même que précédemment où le couple résistant : $C_r = 19 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Le moment d'inertie du volant est important relativement à celui de la came.

Donc pour plus de sécurité, on choisit les dimensions normalisées :

$$a = 8 \text{ mm}, b = 7 \text{ mm} \text{ et } l = 48 \text{ mm}.$$

IV 7.6 Courroie

L'arbre moteur et l'axe porte-tambour sont perpendiculaires et non-coplanaires. (voir pl. BC 20100).

Courroie. (fig IV.6).

La disposition de la courroie est semi-croisée.

Pour que la courroie en mouvement ne glisse pas sur les poulies, leur largeur doit être suffisante ($B_p \geq 1,2 b_c$)

où B_p : largeur de la poulie

b_c : largeur de la courroie.

Pour parer à l'usure, on recommande un entraxe a important $a \geq 10 b_c$.

on adopte $a = 180 \text{ mm}$.

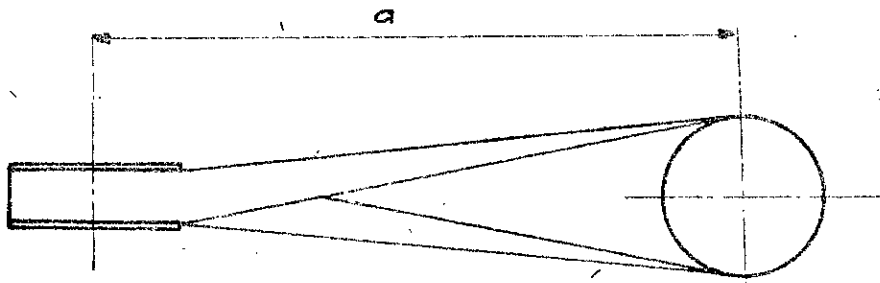


fig IV.6: courroie semi-croisée.

* On choisit des courroies plates parce que les efforts de transmission sont faibles. Donc il n'y aura pas risque de glissement. Pour les courroies plates, une surface cylindrique est la meilleure.

IV.4.7 Poussoirs

Le système qui on a adopté permet d'interchanger les poussoirs à galet ou à plateau.

a. Poussoir à galet. (fig IV.7).

On remarque que le poussoir muni d'un galet résoud correctement le problème de frottement en contact de la came en substituant le roulement au glissement comparativement au poussoir à plateau.

* Rayon du galet :

Pratiquement, on prend le rayon du galet :

$$r \in [0,5R \text{ à } 1,3R]$$

r : rayon du galet.

R : rayon de cercle de levée nulle.

Pour la came convexe, on peut prendre :

$$r = 0,5R \quad \text{où} \quad R = 30 \text{ mm.}$$

$$r = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ mm.}$$

Notre galet sera un roulement à aiguilles qui supporte des charges radiales importantes sous un encombrement relativement réduit.

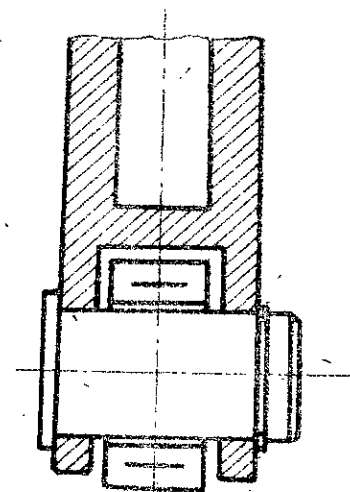


Fig IV.7: poussoir à galet.

b. Poussoir à plateau (voir pl. BC 20104)

Les frottements de contact entre le poussoir à plateau et la came sont relativement importantes parce qu'il y a glissement.

Pour diminuer ces frottements, donc l'usure du poussoir, on a intérêt à :

- choisir un acier allié avec traitement de surface
- lubrifier le système - came - poussoir.
- rectifier les surfaces de -contact.

IV.48 Accouplement.

On choisit un accouplement élastique pour l'arbre du moteur avec l'arbre de la came.

Avec les données :

$$M_t = 12 \text{ N.m}$$

$$d_a = 25 \text{ mm}$$

$$n = 500 \text{ tr/min}$$

On peut choisir un accouplement à étoile de caoutchouc où les normes exigent :

- $M_t \in [1,5 \text{ N.m à } 450 \text{ N.m}]$

- La vitesse de rotation peut atteindre 1750 tr/min

a. Caractéristiques de l'accouplement.

Cet accouplement est composé de 2 manchons à trois (3) crabots de section trapézoïdale. Les crabots logent dans les creux correspondants de l'élément élastique intermédiaire constitué par une étoile de caoutchouc. Les 2 manchons sont fixés en rotation par clavette et en translation par vis de pression radiale.



fig IV.8: Accouplement Elastique.

V. APPLICATIONS ENVISAGEES.

Le banc d'essai dont on vient de faire la conception permet d'étudier le comportement dynamique de l'ensemble came - poussoir.

En premier lieu, ce banc d'essai présente les possibilités suivantes :

- la détermination des vitesses critiques ou de rebond du poussoir.
- la vérification de la théorie permettant le calcul de la levée, par les enregistrements sur le tambour et d'en faire une comparaison entre l'analyse théorique et la pratique.
- la vérification de la précision du profil.

Dans ce qui suit, on indiquera sommairement la procédure à mettre en oeuvre pour mener de telles opérations.

V1 Détermination des vitesses critiques.

La vitesse critique du poussoir varie en fonction des paramètres suivants :

- les caractéristiques du ressort.
- la compression initiale du ressort: a .
- de la masse totale supportée par le poussoir.

- la forme de la came

V.1.1 Principe.

En faisant varier les paramètres cités ci-dessus, on peut à chaque fois déterminer la valeur de la vitesse critique ou de rebond :

a. Variation de la masse.

On varie à chaque fois la masse du poussoir, ensuite on met le moteur en marche. En augmentant progressivement sa vitesse, on relève les différentes vitesses de rebond du poussoir à l'aide d'un stroboscope. La vitesse de rebond est constatée à chaque fois que le contact came-poussoir n'existe plus.

b. Variation de la compression initiale du ressort.

En faisant varier la compression initiale du ressort à l'aide de l'écrou monté sur la tige sans que la masse varie, on peut relever les différentes vitesses critiques.

De même, en interchangeant un à un ou en même temps les paramètres suivants : le ressort, les cames, on détermine les valeurs critiques spécifiques à ces variations.

On peut voir d'après les résultats trouvés, l'influence

de chaque paramètre sur le rebond ou l'affolement qui sont des problèmes à éviter et à contrôler.

Ses résultats pratiques pourront approcher le calcul littéral fait ci-dessous :

VII.2 Analyse dynamique.

Si on isole le poussoir, la relation fondamentale de la dynamique s'écrit :

$$m \vec{\gamma} = \vec{Q} + \vec{P}_s + \vec{F}_r$$

Toutes ces forces sont dirigées selon un même axe.

Nous pouvons donc passer aux valeurs algébriques :

$$m\gamma = -Q + mg + k(x+a)$$

L'existence de contact came-poussoir implique que :

$$Q > 0 ; \text{ soit :}$$

$$mg + k(x+a) > m\gamma : \text{ condition de non rebond.}$$

S'il y a rebond : $Q = 0$: il n'y a pas de contact entre la came et le poussoir. Donc la réaction s'annule, c'est à dire :

$$mg + k(x+a) = m\gamma : \text{ condition de rebond.}$$

a. Détermination des vitesses de rebond.

on a rebond si $Q = 0 \Rightarrow mg + k(x+a) = m\gamma$

$$\Rightarrow \gamma = \frac{mg + k(x+a)}{m}$$

D'autre part, on a rebond si la force d'inertie sera maximale et dirigée dans le sens contraire à P_0 et F_r .
c'est à dire $\gamma < 0$.

Exemple: pour la came convexe, on a:

$$\left. \begin{array}{l} \vec{\gamma} = \omega^2 d \cdot \sin \theta \cdot \vec{j} \\ \text{et à } \theta = 90^\circ \end{array} \right\} \Rightarrow |\gamma| = \omega^2 d \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{|\gamma|}{d}}$$

$$\text{or } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$$

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{|\gamma|}{d}}$$

n_c : vitesse critique ou de rebond.

En remplaçant γ par sa valeur dans l'expression on aura:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{mg + k(x+a)}{m \cdot d}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g/d + \frac{k}{m \cdot d}(x+a)}$$

$$n_c^2 = \frac{30}{\pi} \left[g/d + \frac{k}{m \cdot d}(x+a) \right]$$

b. Tracé des courbes.

Avec les différentes possibilités de manipulation, on peut tracer:

- pour un même ressort, la vitesse d'apparition des rebonds en fonction du poids ou du poussoir qui sera varié selon les masses fixées sur la tige.
- La vitesse de rebond en fonction de la raideur. Elle

sera varié en changeant le ressort ou en donnant une compression initiale.

- On procède de la même façon pour les autres cames.

On peut à chaque fois composer l'influence du profil de la came sur le comportement dynamique du posséder.

V.2 Enregistrement du déplacement

Le déplacement proprement dit (en dehors du rebond) n'est fonction que du profil de la came. Il est indépendant du ressort, de la masse ou de la vitesse de rotation. Ces paramètres n'influencent que dans le cas d'un régime critique, c'est à dire lorsqu'il y a apparition du rebond.

L'enregistrement de déplacement est obtenu directement sur le tambour d'enregistrement.

V.3 Mesure de la précision du profil.

Le dispositif prévu sur le banc est constitué principalement :

- d'un comparateur
- d'un indicateur d'angle.

Etant donné que l'enregistrement sur tambour ne donne pas une grande précision, on peut à l'aide d'un comparateur à grande course, mesurer le déplacement, donc le profil avec une précision

) de 0,01 mm. près pour chaque angle de rotation de la came.

On peut estimer l'usure du poussoir et de la came après un certain temps de service en comparant avec le tracé type du profil initial.

CONCLUSION

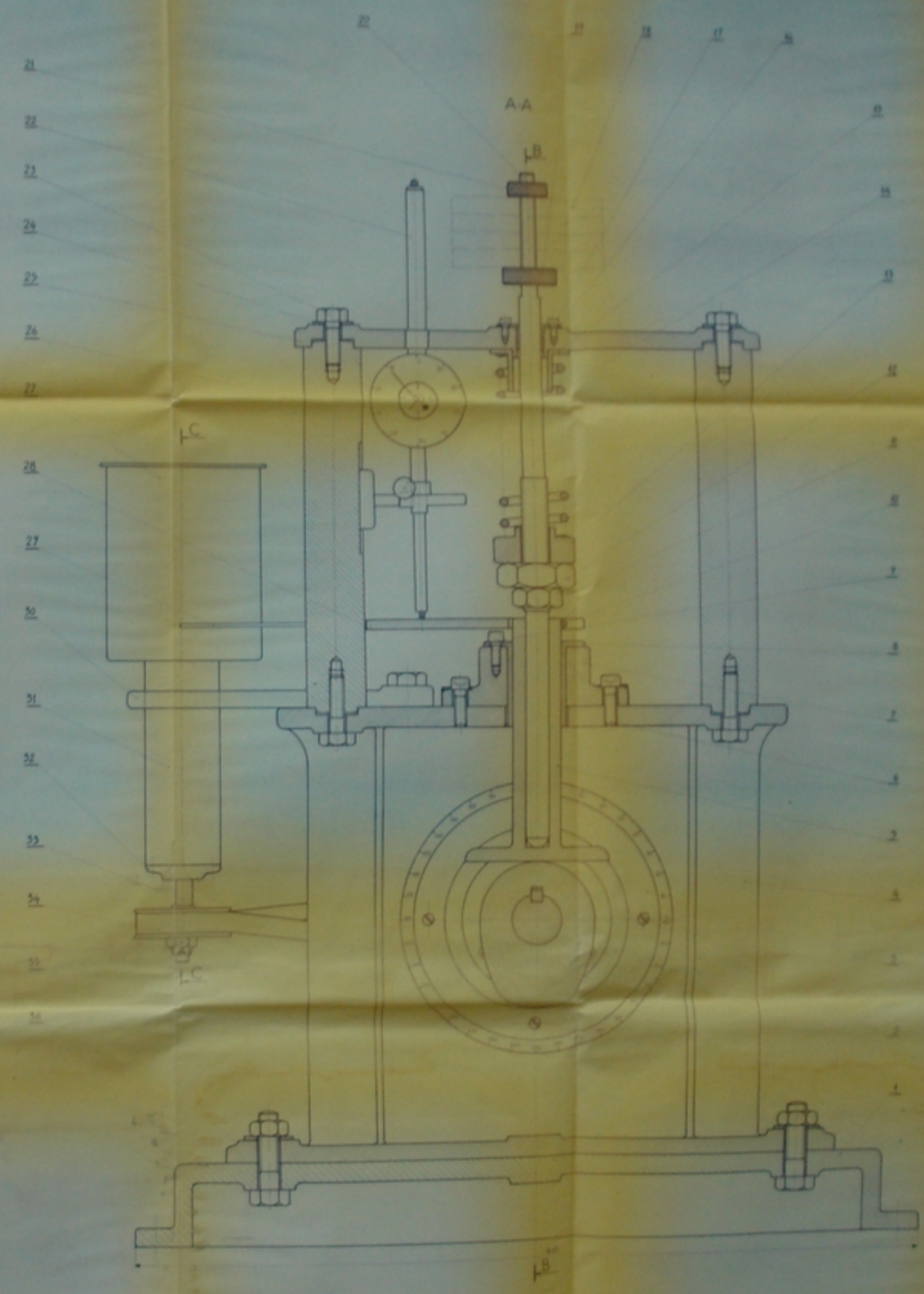
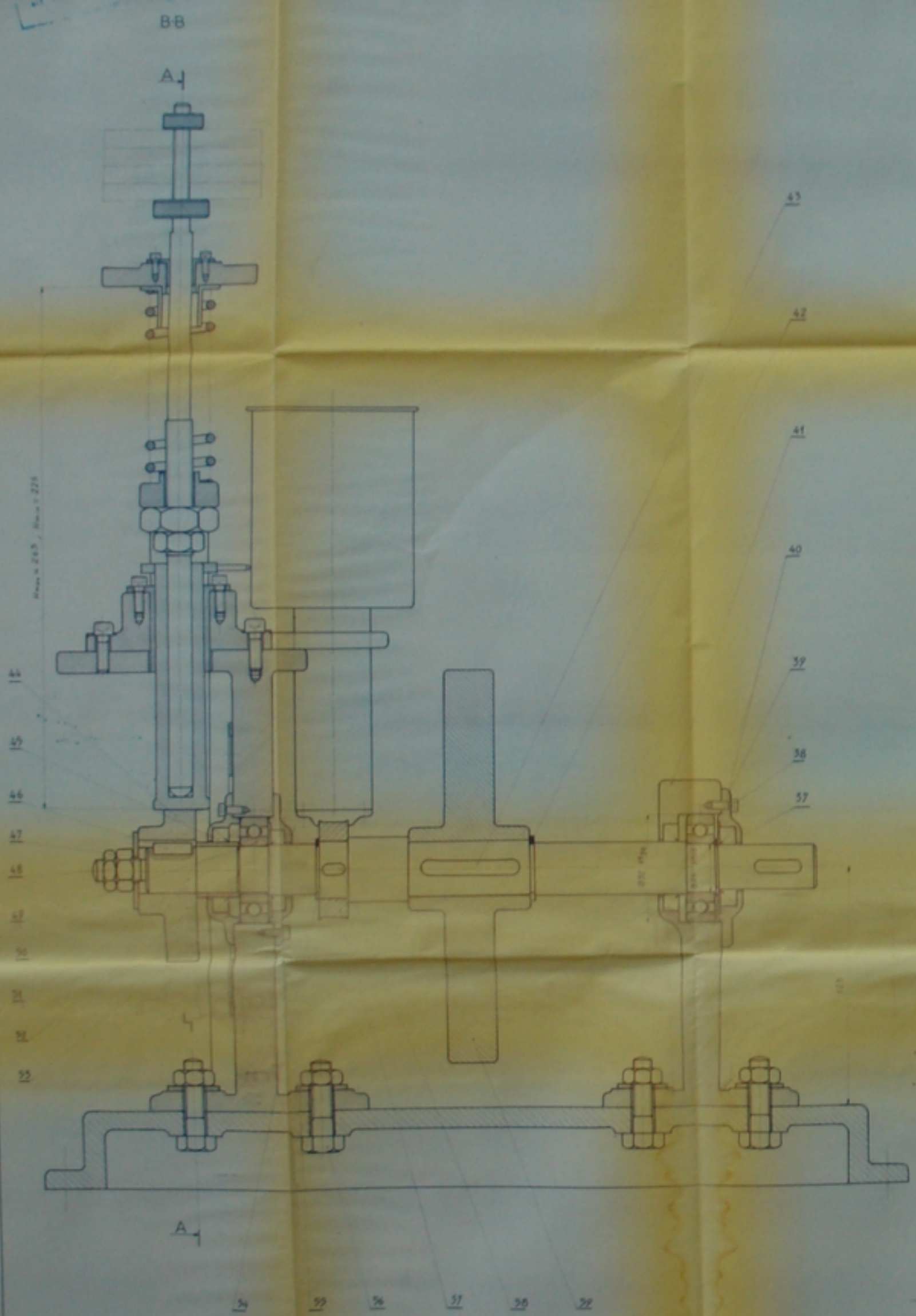
Par cette modeste étude, j'ai mené à terme la conception d'un banc d'essai pour cames disques et donné un aperçu général sur les cames et les différents problèmes que pose leur utilisation dans les mécanismes. L'intérêt de l'étude ne réside pas seulement dans la conception du banc d'essai, mais aussi dans la synthèse sur l'analyse des cames qui y est faite, car, il est à déplorer un manque presque total de toute documentation sur ce sujet, ce qui a entraîné beaucoup de difficultés tout au long du travail.

Pour terminer, j'espère qu'une telle étude pourra être poursuivie pour d'éventuelles améliorations.

Je souhaite aussi que ce banc sera réalisé et intégré à l'équipement du département de mécanique et complètera ainsi la formation théorique déjà dispensée par une approche expérimentale.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Théorie des mécanismes et des machines. I. Arlobolevski
- [2] Théorie des mécanismes et des machines. V. Zinoviev.
- [3] Mechanism design - oriented Kinematics. E. Charles
Jr. Wilson
- [4] Encyclopédie des sciences industrielles. Quillet.
- [5] Construction mécanique. Element de Technologie. G. Lenormand
Tome 4.
R. Mignés
- [6] Eléments de machines. V. Dobrovski, K. Zablonski
S. Mack; A. Radchik
- [7] Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur
Tome 5. F. Bernard ; L. Vivier.
- [8] Construction mécanique - Elément de projet.
L. Geminard ; Gros. La Faige.
- [9] Formulaire du dessinateur et du technicien.
G. Chevasson. ; A. Pezet.
- [10] Guide du dessinateur industriel. A. Chevalier.



N°	Designation	Qté	Unité
1	...	1	...
2	...	1	...
3	...	1	...
4	...	1	...
5	...	1	...
6	...	1	...
7	...	1	...
8	...	1	...
9	...	1	...
10	...	1	...
11	...	1	...
12	...	1	...
13	...	1	...
14	...	1	...
15	...	1	...
16	...	1	...
17	...	1	...
18	...	1	...
19	...	1	...
20	...	1	...
21	...	1	...
22	...	1	...
23	...	1	...
24	...	1	...
25	...	1	...
26	...	1	...
27	...	1	...
28	...	1	...
29	...	1	...
30	...	1	...
31	...	1	...
32	...	1	...
33	...	1	...
34	...	1	...
35	...	1	...
36	...	1	...
37	...	1	...
38	...	1	...
39	...	1	...
40	...	1	...
41	...	1	...
42	...	1	...
43	...	1	...

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BANC D'ESSAI
 POUR CAMES
 DISQUES
 ENPA
 Dép. Mécatronique
 BE 21

Bibliothèque
 École Nationale Supérieure
 des Arts et Métiers

Bibliothèque
 École Nationale Supérieure
 des Arts et Métiers

Bibliothèque
 École Nationale Supérieure
 des Arts et Métiers

