

5/85  
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Alex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE  
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUOE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

DEFINITION ET CALCUL DES  
ELEMENTS D'UN TUBE A CHOC

Proposé et dirigé par :

M. BOUKABACHE

Etudié par :

M. L. ALLAQUI

Promotion : Juin 1985

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

DEFINITION ET CALCUL DES  
ELEMENTS D'UN TUBE A CHOC

Proposé et dirigé par :

**M. BOUKABACHE**

Etudié par :

**M. L. ALLAoui**

Promotion : Juin 1985

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

لَقَدْ أَرْسَلْنَا رُسُلَنَا بِالْبَيِّنَاتِ وَأَنْزَلْنَا  
مَعَهُمُ الْكِتَابَ وَالْمِيزَانَ لِيَقُومَ النَّاسُ بِالْقِسْطِ  
وَأَنْزَلْنَا الْحَدِيدَ فِيهِ بَأْسٌ شَدِيدٌ وَمَنَافِعُ  
لِلنَّاسِ وَلِيَعْلَمَ اللَّهُ مَن يَنْصُرُهُ وَرُسُلَهُ بِالْغَيْبِ  
إِنَّ اللَّهَ قَوِيٌّ عَزِيزٌ.

سورة الحديد

وَاللَّهُ تَقَبَّلَ مِنَّا أَعْمَالَنَا وَاجْعَلْهَا خَالِصَةً  
لِنُصْرَتِكَ لِلَّذِينَ وَفَّقْتَنَا لِلْعَمَلِ بِهَا فِي مَرْضَاتِكَ  
آمِينَ.

ALLAOUI MOHAMMED LAMINE  
Departement de Genie mecanique  
Promoteur : M. BOUKABACHE

### ملخص

الموضوع : يتضمن المشروع تعريف وحساب الاجزاء المكونة لأنبوب أمواج الصدمة . في الجزء الأول نغطي مجالات الاستعمال ووصف عام لبعض الأنابيب . وفي الجزء الثاني نقوم بحساب الأجزاء المكونة للأنبوب لاستنتاج لقوانين مقاومة المواد . هاته الاداة المستعملة في الابحاث ، يمكن استعمالها في الدراسة الأيروديناميكية لمتعلق الاشكال في الأنظمة تحت - اتية - أو فوق الصوتية .

### Résumé

Le sujet consiste à définir et à calculer les éléments constitutifs du tube à choc . Dans la première partie, on a exposé les différents domaines d'utilisation et, les questions relatives à la construction des tubes à choc . Dans la deuxième partie, nous avons calculé les éléments du tube en se basant sur les lois de la résistance des matériaux . Cet outil de recherche (tube à choc) est destiné à l'étude aerodynamique des différents profils aux regimes sub-trans ou supersonique .

### Summary

The study consists in calculation and design of a shock tube and its elements . It includes two parts . In the first part general descriptions of shock tubes and ranges of their utilisation were discussed . The second part contains calculation of the elements of the shock tube under consideration based on the stress analysis and their design . Problem of application of the tube in aerodynamic research was discussed .

## Dédicaces

*Je dedie ce modeste travail à :*

*.Mes parents*

*.Tous ceux qui témoignent qu'il n'existe de dieu qu'ALLAH et que Mohammed est son envoyé et son prophète .*

M.L. ALLAQUI

## REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à  
M<sup>E</sup> M. BOUKABACHE pour l'aide et les conseils  
qu'il m'a donné pendant cette étude.

Que tous ceux qui ont contribué à ma formation  
et à la réalisation de cette étude trouvent ici  
l'expression de ma sincère reconnaissance.

# Table des matières

## Première partie

	<i>Page</i>
I Introduction	
I.1 Historique	1
I.2 Principe d'un tube à choc	2
I.3 Domaines d'utilisation	3
I.4 Fonctionnement d'un tube à choc	4
II Différents types de tubes à choc	7
III Construction d'un tube à choc	14
III.1 Longueur et section	14
III.2 Structure du tube	15
III.3 Diaphragmes	20
III.3.1 Diaphragmes non métalliques	20
III.3.2 Diaphragmes métalliques	25
III.4 Déclanchement de la rupture du diaphragme	26
IV Chauffage du gaz moteur	28
IV.1 Chauffage par échangeur de chaleur	28
IV.2 Chauffage par combustion	28
IV.3 Chauffage électrique	29
V Instrument de mesure dans les tubes à choc	31
V.1 Mesure de pression	32
V.2 Mesure de température et de transfert de chaleur	33

V.3 Methodes de detection du choc: . . . . . 34

VI. Installation d'un tube à choc . . . . . 37

### Deuxième partie

Calcul de l'épaisseur du tube . . . . . 39

Calcul du poids du tube . . . . . 42

Calcul des réactions aux appuis . . . . . 43

Calcul des flèches . . . . . 45

Détermination des réaction du Vé . . . . . 46

Pression de contact tube-Vé . . . . . 47

Vérification de la rigidité du Vis . . . . . 48

Calcul de la vis de manoeuvre du Vé . . . . . 51

Vis de manoeuvre du guidage transversal . . . . . 52

Arbre de guidage en translation . . . . . 53

Calcul du diamètre de la douille . . . . . 54

Détermination des réactions aux appuis de la poutre en I . . . 55

Verification de la resistance des supports . . . . . 58

Calcul des boulons de serrage des brides . . . . . 60

Calcul de la soudure . . . . . 62

Conclusion . . . . . 64



## Table des figures

N° de la figure	Désignation	Page
I.2.1	Tube à choc simple à section constante . . . . .	2
I.4.1	Diagramme trajet-temps des processus dans le tube à choc simple à section constante . . . . .	5
II.2.1	Tube à choc destiné à créer une implosion sphérique. . . . .	8
II.3.1	Tube à choc divergent . . . . .	8
II.5.1	Tube à choc à implosion . . . . .	9
II.7.1	Tube à choc avec réservoir sur le tube moteur 11	
II.7.2	Tube à choc à impulsion avec réservoir sur le tube de travail . . . . .	11
II.8.1	Tube à choc en tandem . . . . .	12
III.3.2.1	Exemples des diaphragmes pétaloïdes . . . . .	25
III.4.1	Declanchement de la rupture des diaph- ragmes au moyen d'un tube à choc en fourche	27
IV.3.1	Tube de décharge . . . . .	30
V.3.1.1	Contacteur de pression . . . . .	35
V.3.2.1	Serie-graphie de lumière utilisant une loupe	35
VI.1	Installation d'un tube à choc . . . . .	38

3.1	Disposition des appuis du tube	43
3.2	Poutres isostatiques	44
6.1	Positions extrêmes du $V_e$ et de la section du tube	49
8.1	Distribution des efforts appliqués sur Les vis	53
11.1	Disposition des appuis supportants l'ensemble	55

## Légende des symboles

$[\sigma]$  : contrainte admissible du matériau

$[\tau]$  : contrainte admissible au cisaillement

$[\sigma_e]$  : limite d'élasticité

$[\sigma_f]$  : contrainte admissible à la flexion

$S$  : coefficient de sécurité

$I_x$  : moment d'inertie

$I_{o/x}$  : module d'inertie

$E$  : module d'élasticité longitudinale

$G$  : module d'élasticité transversale

$\rho$  : masse volumique

$M_f$  : moment de flexion

$M_t$  : moment de torsion

$F$  : force

$R$  : réaction

$P$  : pression

$\theta_i^d$  : rotation de la section au droit de l'appui  $i$  de la poutre droite

$\theta_i^g$  : rotation de la section au droit de l'appui  $i$  de la poutre gauche

$L$  : longueur

$D_e$  : diamètre extérieur du tube

$d_i$  : diamètre intérieur du tube

PREMIERE PARTIE

DESCRIPTION ET CONSIDERATIONS  
GENERALES

# I INTRODUCTION

## I.1 Historique

Le premier tube à choc a été réalisé par A.P. Vielle pour étudier le processus d'égalisation de pression. Il a fallu plus de quarante ans pour que les premières applications soient rendues publiques. Les expériences de tube à choc se limitèrent pendant quelques années à l'étude de la réflexion, de la diffraction et de la refraction des ondes de choc.

Les photographies ombroscopiques et interférométriques, prises par les chercheurs dans plusieurs instituts ont fait largement connaître le tube à choc. Dans les années 1948 à 1952 on découvrit enfin que les tubes à choc offraient beaucoup d'autres possibilités. Ainsi, le tube à choc peut être réalisé comme soufflerie sub-, trans-, ou supersonique, muni d'une tuyère il devient une soufflerie hypersonique. Le tube à choc offre ainsi de nombreuses possibilités de recherche dans le domaine de la physique, de l'aérodynamique, et de la cinétique chimique des gaz.

## I.2. Principe d'un tube à choc

Le principe d'un tube à choc est très simple, prenons deux portions de tube, serrons entre deux extrémités un diaphragme et fermons les extrémités libre, comme l'indique la figure I.2.1.

On appelle l'une des deux portions tube moteur, l'autre tube de travail et, l'ensemble tube à choc.

Le tube de travail est rempli d'un gaz dans lequel on veut faire des essais, on comprime alors du gaz dans le tube moteur.

Juste après l'éclatement du diaphragme, un processus d'égalisation de pression s'établit alors. Le gaz à haute pression se détend par une onde de détente et s'écoule dans le tube de travail. Il crée une onde de choc dans le gaz à basse pression. Cette onde de choc permet de procéder à de nombreuses expériences.



figure I.2.1 Tube à choc simple à section constante

### 1.3. Domaines d'utilisation

Les applications du tube à choc peuvent être rangées dans six domaines d'emploi :

① Recherche dans le domaine de la dynamique des gaz non stationnaires :

Les travaux de recherche ont commencé par ce domaine dans le but d'éclaircir les phénomènes fondamentaux de la réflexion de la diffraction et, de la réfraction d'onde de choc.

② Recherche dans le domaine de la dynamique des gaz stationnaires :

Ce domaine a comme objet l'étude de la dynamique des gaz chauds. Les souffleries à choc sont développées spécialement pour les recherches dans l'aérodynamique.

③ Détermination des propriétés des gaz :

Ce domaine a permis d'étudier l'équation d'état, le transport moléculaire, l'émission, l'absorption et, la réfraction de la lumière.

④ Essais et étalonnage d'appareils de mesure :

Les essais et les calibrages des instruments de mesure ont été en relation avec des travaux dans les autres domaines.

⑤ Etude de l'effet des ondes de choc :

L'étude de l'effet de souffle définie comme domaine (5) a reçu une impulsion particulière. Elle avait conduit à construire des

tubes à choc particulièrement grands en dimensions pour étudier l'effet de l'onde de choc de la bombe atomique sur les êtres vivants.

#### ⑥ Applications techniques :

Ce domaine est celui des projets pas encore réalisés. On ne sait pas encore si le tube à choc pourra occuper une place dans la construction mécanique ou dans la technique des procédés chimiques.

### I.4. Fonctionnement d'un tube à choc

A fin d'avoir une idée sur le fonctionnement du tube à choc, on examine le diagramme déplacement-temps d'un tube à choc simple à section constante ; en supposant que l'ouverture du diaphragme s'effectue instantanément et complètement. La figure I.4.1 représente le processus entre l'éclatement du diaphragme au  $t=0$  et au point  $x=0$  et le retour des ondes réfléchies.

L'onde de détente dans le gaz moteur ayant pour front  $F$  et pour extrémité  $E$  est centrée au point  $(0,0)$ . Elle détend le gaz de l'état (5) à l'état (3), en passant par les états (4). L'onde de compression en mouvement dans le gaz de travail





est une onde de choc qui a sa pleine intensité dès son point de départ  $(0,0)$ . Celle-ci comprime le gaz de travail de l'état initial (1) à l'état (2).

Les deux gaz se touchent à une surface de contact plane C. Le front F se déplace vers la gauche avec la vitesse du son  $\dot{x}_F = -a_3$ . L'extrémité E se déplace vers la gauche à la vitesse  $a_3$  dans le gaz moteur qui s'écoule vers la droite à la vitesse  $u_3$ .

Le nombre de Mach de  $(M_3 = u_3/a_3)$  peut être plus petit, égale ou plus grand que 1. Si  $M_3 < 1$ , E se déplace vers la gauche. Dans le cas particulier  $M_3 = 1$ , E reste immobile au point  $x=0$ . Si  $M_3 > 1$ , E se déplace vers la droite. La figure I.4.1 montre le cas  $M_3 > 1$ . C se déplace vers la droite, et le choc S se déplace devant C.

Si la section de travail de longueur  $L_1$  à son extrémité fermée l'onde de choc est réfléchi. Le choc réfléchi SR comprime le gaz qui vient vers lui de l'état (2) à l'état (2R), et l'amène au repos. Si le tube moteur de longueur  $L_2$  est fermé à son extrémité, l'onde de détente est réfléchi. Le front FR de cette onde de détente coupe le trajet de l'extrémité E de l'onde de détente, puis il atteint la surface de contact C.

La figure I.4.1 montre le cas particulier où FR et SR atteignent la surface de contact C au même instant  $t_{FC} = t_{SC}$  et au même point  $x_{FC} = x_{SC}$ .

## II. DIFFERENTS TYPES DE TUBES A CHOC

Le type, la forme et, les différentes particularités constructives dépendent essentiellement du domaine d'utilisation du tube à choc. Dans ce chapitre on donne quelques types:

### II.1. Tube de travail avec variation brusque de section

Le tube de travail avec variation brusque de section est moins intéressant comme outil de travail que comme objet de recherche. Aux discontinuités de section apparaissent des phénomènes qui, lors de la propagation d'onde de choc dans les conduites peuvent causer des intensifications dangereuses d'onde de choc. Les discontinuités de section dans un tube à choc peuvent aussi exister involontairement lorsque les portions du tube n'ont pas exactement le même diamètre ou lorsqu'il reste une rainure entre les portions du tube.

### II.2. Tube de travail convergent

Tandis qu'une diminution brusque de section ne permet que des intensification moyennes du choc, une diminution progressive de section devrait permettre une intensification du choc jusqu'à n'importe quelle valeur en transformant un choc plan en un

choc convergent cylindrique ou sphérique .

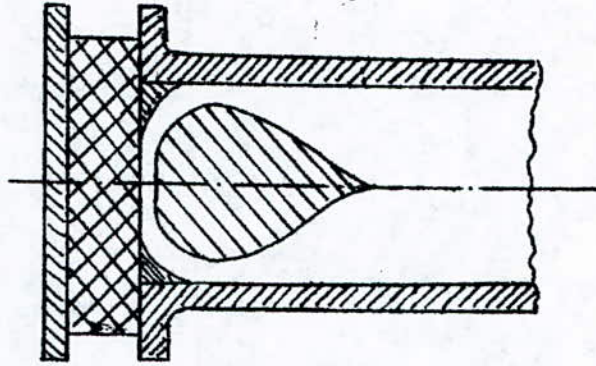


figure II.2.1 : Tube à choc destiné à créer une implosion sphérique.

### II.3. Tube à choc divergent

La plupart des tubes à choc étaient destinés à créer une onde de choc avec un état aussi constant que possible derrière le choc . Cependant , il existe des applications du tube à choc pour lesquelles il faut engendrer une évolution de pression en dent de scie similaire aux ondes créées par un avion supersonique.

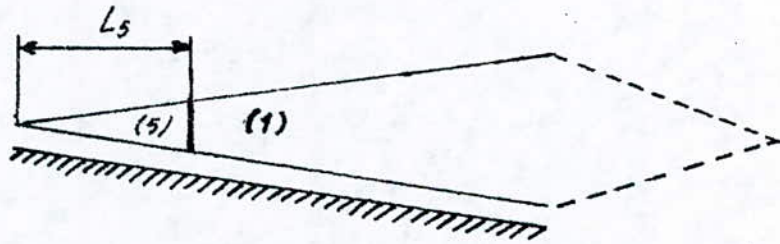


figure II.3.1 Tube à choc divergent .

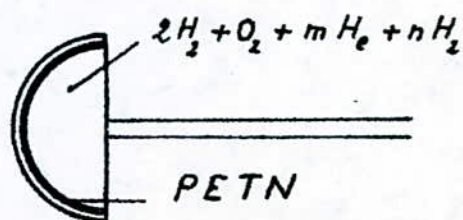
## II.4 Tube à choc muni d'une tuyère de Laval

Au moyen d'une tuyère de Laval située entre tube moteur et tube de travail, une partie de l'onde de détente qui se propage dans le gaz moteur peut être entraînée dans le tube de travail. La durée d'observation de l'état (2R) est ainsi allongée.

## II.5. Tube à choc à implosion

Le procédé proposé par I.I Glass semble être plus efficace. Dans ce procédé le gaz moteur est comprimé et échauffé dans une demi-sphère par une implosion sphérique. La figure II.5.1 explique le mode d'action. La demi-sphère est garnie intérieurement d'explosif et est remplie d'un mélange de  $2H_2 + O_2$ . Le mélange est allumé au centre. Après l'allumage de l'explosif, l'onde de choc convergente qui se propage vers le centre élève fortement la pression et la température du gaz moteur. Les premiers essais ont donné un nombre de Mach de choc  $M_s = 40$ . Le diamètre du tube n'était cependant que de 8 mm.

figure II.5.1: Tube à choc à implosion



## II.6 Tube à choc muni d'un dispositif amortisseur de choc

Avec les grands tubes, on peut réaliser de fortes économies en amortissant la réflexion du choc avec un dispositif amortisseur au lieu de déplacer cette onde en un point suffisamment éloigné de la section de mesure au moyen d'un tube de travail suffisamment long.

A une extrémité fermée on a une réflexion du choc, à une extrémité ouverte, on a, pour un choc faible, une onde de détente qui remonte dans le tube de travail.

Il est cependant possible d'affaiblir l'onde réfléchie de façon qu'elle ne perturbe pas l'étude de l'effet des ondes de choc sur les objets, par une plaque perforée placée à l'intérieur du tube ou par un réservoir suffisamment grand monté à l'extrémité ouverte du tube de travail.

## II.7 Tube à choc à impulsion

### II.7.1 Avec réservoir sur le tube moteur

Dans un gaz de travail chimiquement réactif, il n'y a pas seulement des réactions directes, mais des réactions inverses dues au refroidissement qui se fait trop lentement, car l'onde de détente est devenue très plate, et la réflexion multiple ne peut être évitée dans un tube fermé aux deux extrémités.

On peut cependant réaliser un refroidissement rapide et restreindre les réflexions multiples de choc avec la disposition schématisée sur la figure II.7.1.

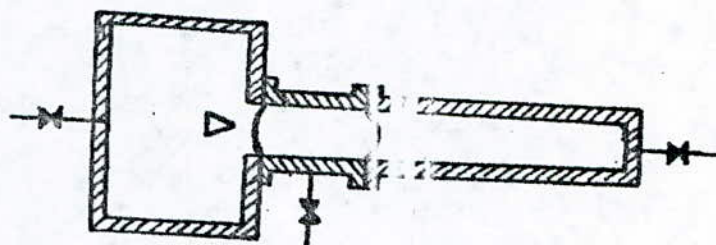


figure II.7.1 : Tube à choc avec réservoir sur le tube moteur.

### II.7.2 Avec réservoir sur le tube de travail.

Un autre tube à choc à impulsion plus facile à manipuler. Le réservoir n'est pas monté sur le tube moteur, mais sur le tube de travail, comme indiqué sur la figure II.7.2, et est séparé de celui-ci par un diaphragme faible qui éclate au plus tard lors de l'impact de l'onde réfléchi, et sert seulement à amortir les ondes réfléchies.

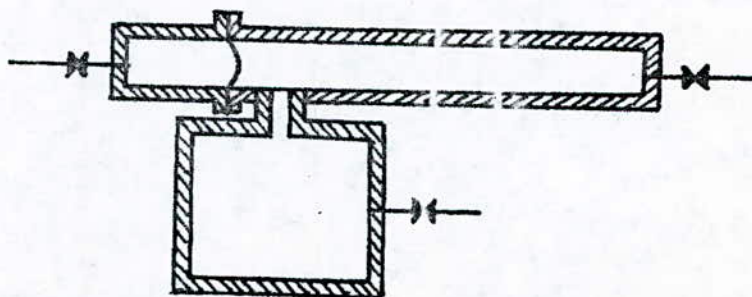


figure II.7.2 : Tube à choc à impulsion avec réservoir sur le tube de travail

## II.8. Tube à choc en tandem à section constante

Un tube à choc en tandem est constitué de trois éléments tubulaires séparés l'un de l'autre par des diaphragmes. On appelle ces éléments ; tube moteur, tube tampon et, tube de travail.

Cette disposition permet d'atteindre par un choix convenable du gaz tampon et, de la répartition du rapport total des pressions  $P_2/P_1$  des nombres de Mach de choc dans le tube de travail plus élevé que dans le tube à choc à un diaphragme. Les phénomènes dans un tel tube à choc en tandem dépendent de la résistance du diaphragme. Si, elle est faible, il disparaît immédiatement lors de l'impact du choc, si elle est forte, il ne s'ouvre qu'après certain temps après la réflexion du choc. Ici, il faut s'attendre à de fortes perturbations dues aux débris du diaphragme. C'est pourquoi, jusqu'à présent seul le tube à choc à faible diaphragme de tube de travail a trouvé des applications.

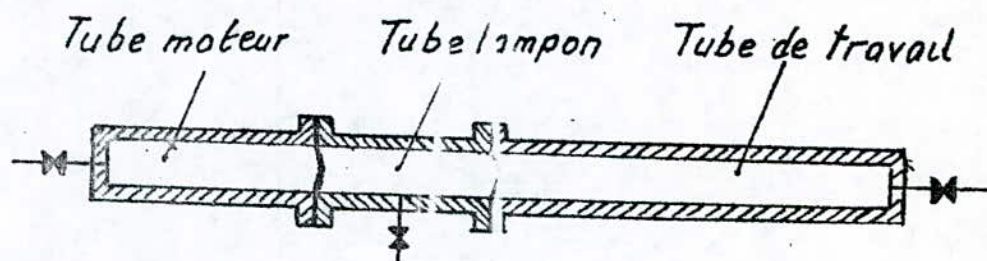


figure II.8.1 : Tube à choc en tandem



## I.9 Tube à choc en tandem avec variation de section

Ce type permet d'obtenir un nombre de Mach de choc plus élevé que dans un tube en tandem à section constante ou dans un tube à choc muni d'un tube moteur de grand diamètre.

## I.10. Tube à choc simple considéré comme soufflerie

L'écoulement de gaz de travail peut être sub-, trans- ou supersonique, on peut donc utiliser le tube à choc comme soufflerie sub-, trans- ou supersonique.

Il s'est avéré qu'on ne pouvait effectuer des essais de soufflerie sub- ou même transsonique qu'avec des maquettes dont les dimensions sont très faibles devant le diamètre du tube à cause du temps nécessaire pour créer un écoulement stationnaire autour d'une maquette.

### III. CONSTRUCTION D'UN TUBE À CHOC

#### III.1. Longueur et section

La longueur, la forme et, l'aire de la section intérieure du tube sont déterminées selon l'utilisation du tube et les fonds disponibles et utilisables. Par exemple ; le temps de test désiré dans un canal tubulaire uniforme détermine les longueurs nécessaires des tubes moteur et travail.

Le choix de la géométrie de la section interne du tube dépend de plusieurs facteurs ; tels que l'atténuation du choc, les couches limites qui se développent sur la paroi interne du tube et, le nombre de Mach de choc.

Pour certaines études, la section circulaire est plus avantageuse que la section rectangulaire ou carrée, pour des raisons de solidité de structure, de facilité de construction et, d'étanchéité hermétique.

Si l'application le permet, le tube moteur peut être à section circulaire avec transition au niveau du diaphragme à un canal rectangulaire ou carrée du tube de travail.

Généralement les dimensions adoptées des tubes à choc sont les suivantes<sup>(1)</sup> :

(1) : Ces dimensions sont adoptées aux USA et Canada.

1. Diamètre du tube : 25,4 à 101,6 mm
2. Longueur du tube / Diamètre du tube : 40 à 150 <sup>(2)</sup>
3. Longueur du tube moteur / Longueur du tube de travail : 0,15 à 0,25

### III.2. Structure du tube

Pour plusieurs tubes à choc, les longueurs désirées des tubes moteur et travail sont obtenues par un accouplement permettant l'assemblage d'un nombre de sections courtes similaires en construction. Cet approche permet une flexibilité dans l'arrangement des tubes lorsque les variétés des longueurs des tubes moteur et travail sont exigées.

Pour un assemblage convenable, les tubes, ou les sections courtes constituant le tube peuvent avoir des supports individuels avec des roulettes, ou bien, simplement un support muni de deux barres d'appuis pour porter toutes les sections utilisées.

L'inconvénient dans l'utilisation des sections courtes, est l'augmentation du nombre de joints d'étanchéités, et les ondulations du tube.

Dans la plupart des méthodes universelles, l'étanchéité au niveau des accouplements est assurée par des joints toriques. Ils sont disponibles et très efficace.

(2) Les longueurs usuelles des tubes de travail  $L/D = 200$

L'alignement des sections constituant le tube est réalisé par des goujons pour les petits tubes, et par des brides mâles et femelles pour les grands tubes.

La méthode la plus courante pour l'accouplement des brides se fait soit par bolonnage soit par filetage. L'accouplement ou le serrage rapide des brides des diaphragmes et les différents sections du tube qui sont fréquemment démontés pour permettre le nettoyage des tubes se fait à l'aide des mécanismes hydrauliques ou pneumatiques pour les grands tubes. Pour les petits tubes, et à des pressions basses, on utilise le « Vise Grippe »<sup>(1)</sup> commerciale.

Evidemment, la section circulaire a des avantages structurels meilleurs que ceux d'une géométrie rectangulaire. Elle se prête mieux pour l'utilisation des tubes commerciaux en acier disponibles en variétés de longueur de grande portée, de diamètres et d'épaisseurs du paroi.

Pour des tubes à choc soumis à des pressions très élevées les tubes circulaires, peuvent être forgés à partir des alliages d'acier de haute résistance.

Les aciers inoxydables sont préférés grâce à leur haute résistance à la corrosion, et leur résistance aux efforts élevés.

(1) Outil de serrage, fabriqué par Petersen DeWitt Mfg. Co. Nebraska.

Pour toutes applications, la section circulaire est préférable du point de vue structurel, en particulier pour les tubes moteurs, il est parfois plus avantageux d'envisager un arrangement combiné d'un tube moteur à section circulaire et d'un tube de travail dont la section est carrée, cependant la transition du circulaire au carré peut se faire au niveau ou en aval du diaphragme.

On note qu'un chargement à haute pression dans le tube de travail peut résulter de la réflexion de l'onde de choc primaire. Avec l'action par combustion, par exemple, la pression qui suit le choc primaire de réflexion peut être de même ordre de magnitude que la pression moteur maximum.

Pour cela, avec la réflexion de l'onde de choc primaire une partie ou tout le tube de travail exige une solidité et une résistance comparable à celle du tube moteur.

L'impulsion axiale provoque dans la structure du tube et aux supports un mouvement axial restreint après l'éclatement du diaphragme, mais pratiquement, ce mouvement n'est pas très important. Avec des diamètres larges des tubes à haute pression moteur, le recul limité du tube peut être désirable pour amortir les chocs intenses excessifs.

Il est utile de prévoir des ouvertures standards le long du tube pour le montage des divers transducteurs tels que les détecteurs de choc. Dans le cas des tubes circulaires composés de plusieurs sections courtes, il est commode d'utiliser un block d'instrumentation de quelques centimètres de longueur. Ce block doit avoir le même alésage que le tube, et peut être inséré entre les joints d'étanchéité au niveau des brides.

Les ouvertures sont également nécessaires pour l'alimentation et le vidange des tubes, ainsi que la nécessité d'avoir des fenêtres d'observation.

Dans le cas d'un gaz moteur à combustion, le gaz doit être suffisamment mélangé pour avoir des bons résultats. Cependant, il ya plusieurs systèmes qui contribuent à un gaz bien mélangé. Parmi lesquels on a le système qui utilise un nombre de trous d'entrée du gaz distribués le long du tube moteur. Une autre méthode plus simple utilise un tube interne d'alimentation passant à travers la bride extrême du tube moteur.

Les fenêtres peuvent être réalisées grâce à des plaques de verre montées sur la paroi à l'aide des cadres comme joints en matière métallique spéciale qui se solidifie directement après le montage. La qualité de vue à travers les fenêtres dépend usuellement des plaques de verre utilisées pour prendre des photos ombroscopiques ou interférométriques.

Il faut tenir compte les tolerances et l'alignement de la geometrie interne du tube qui sont necessaires pour eviter les grands jeux d'assemblage et l'angularité excessive. A cette question la technique varie assez beaucoup, elle depend de l'application, de la construction du tube, et de la methode de fabrication.

Pour les tubes construits avec grande precision destinés à une large ou étroite utilisation, les grands jeux sont limités à l'ordre de 0,0254 mm et, l'angularité environ 0,15°.

## III.3. Diaphragmes

### III.3.1. Diaphragmes non métalliques

Souvent, dans l'utilisation courante, le matériau du diaphragme est considéré pour l'accordement de la portée d'une différence de pression adaptée.

Pour une différence de pression qui varie de 0,69 bar jusqu'à l'ordre de 13,8 bar d'un côté à l'autre du diaphragme, les matériaux non métalliques tels que l'acétate de cellophane ou de cellulose sont très utilisés.

Le tableau III.3.1 donne les différentes épaisseurs, la différence de pression d'éclatement ainsi que la géométrie de la section du tube, pour chaque matériau du diaphragme. Les statistiques donnant la pression d'éclatement peuvent être considérées comme approximatives seulement. Avec des diaphragmes en cellophane, la pression d'éclatement dépend de la méthode de serrage, et de la contenance en humidité.

Le cellophane laminé le plus utilisé est connu par « Red zip ». Ce dernier se déchiquète, après l'éclatement en petits morceaux. Malheureusement, on ne peut pas l'obtenir en une gamme d'épaisseur.

L'acétate de cellulose peut être obtenu en plusieurs variétés



Tableau III.3.1

## Diaphragmes non métalliques

Épaisseur en mm, Pression d'éclatement en bar

Dimensions de la section interne du tube	N <sup>o</sup> du diaphragme	Matériau du diaphragme ou appellation commerciale	Fabricant ou Fournisseur	t mm	P bar
50,8 x 177,8 mm	1	Mst. 600 cellophane	Canadian Industries Ltd. (CIL) Toronto Ont.	0,076	0,827
	1	Red Zip Cellophane (Amer. Tobacco Co. Red Zip Tape) CIL MSTL 600	Debeckmun Co., Cleveland, Ohio, CIL	0,051 0,063	1,034 - 1,172
	1 1 1	Kodapak Vuepak Vuepak	Eastman Kodak Monsanto Monsanto	0,254 0,305 0,483	1,344 1,241 2,068
76,2 x 76,2 mm	1	MSC 300 Red Cellophane	CIL	0,0354	0,620
	1	Red Zip Cellophane CIL MSTL 600	Debeckmun, CIL	0,063	1,723
	2	"	"	0,063	3,309
	3	"	"	0,063	4,964
203 x 203 mm	1	Acétate de cellulose		0,254	1,034
Ø 25,4 mm	1	Cellophane		0,0254	1,517
	1	Kodatracc	Eastman Kodak	0,114	0,968
Ø 50,8 mm	4	Kodatracc	Eastman Kodak	0,114	12,066
Ø 76,2 mm	1	Mylar	Du Pont	0,035	1,379
	1	Polycéthylène		0,051	3,240
	1	Tétraphthalate		0,180	0,874

mais elle tend à se fracasser en plusieurs morceaux déchiquetés. Notons qu'il existe d'autres variétés d'épaisseurs dont l'éclatement se fait sans fracassement.

Le serrage d'un diaphragme en cellulose ne présente pas usuellement de problème. Le matériau du diaphragme est serré entre des joints en caoutchouc pour permettre un serrage étanche à friction.

L'arête de l'ouverture aval peut être lissée à fin d'éviter la coupure du matériau, lorsque le diaphragme est soumis à une augmentation temporaire sous la différence de pression.

Souvent, les diaphragmes non métalliques sont éclatés par des moyens mécaniques commandés, ainsi que la rupture par éclatement naturel due à la pression, dans ce cas la pression d'éclatement dépend de l'épaisseur du diaphragme qui peut être constitué de plusieurs couches.

Grossièrement la pression éclatante est proportionnelle à l'épaisseur total des couches, pour un matériau et un diamètre du diaphragme. Cependant, avec les diaphragmes multicouches, les caractéristiques d'éclatement deviennent moins consistantes et désirables lors de la formation de l'onde de choc primaire.

On ajoute à ce type des diaphragmes multicouches qui agissent effectivement comme une seule membrane supportant la totalité de la différence de pression, la combinaison qui utilise une variété de couches du diaphragme séparées par un gaz à une pression intermédiaire, à fin d'obtenir la différence de pression totale. L'éclatement d'un tel système multicouches peut être initialisé par un éclatement mécanique contrôlé de la première couche du côté pression élevée.

### III.3.2 Diaphragmes métalliques

Au delà d'une différence de pression de l'ordre de 7 bar les diaphragmes métalliques sont les plus utilisés. Un effort considérable a permis de tester et de développer une variété des diaphragmes métalliques, dont l'objet est d'atteindre des bonnes caractéristiques d'éclatement.

Théoriquement, il est désiré que l'éclat du métal du diaphragme soit pétaloïdes (fig III.32.1) sans perte dans la masse, et les pétales soient pliés contre la paroi du tube, pour ne pas perturber l'écoulement.

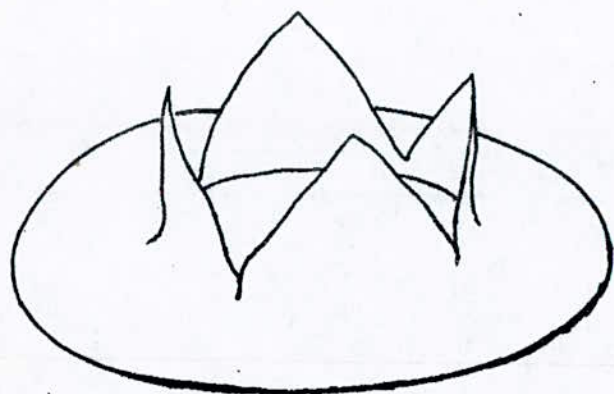
Si le diaphragme est fragmenté avec une perte de masse, les morceaux détachés seront accélérés le long du tube et peuvent causer des dommages considérables. Ainsi on a besoin

d'une rupture particulière du métal du diaphragme (figure: III.3.2.1)

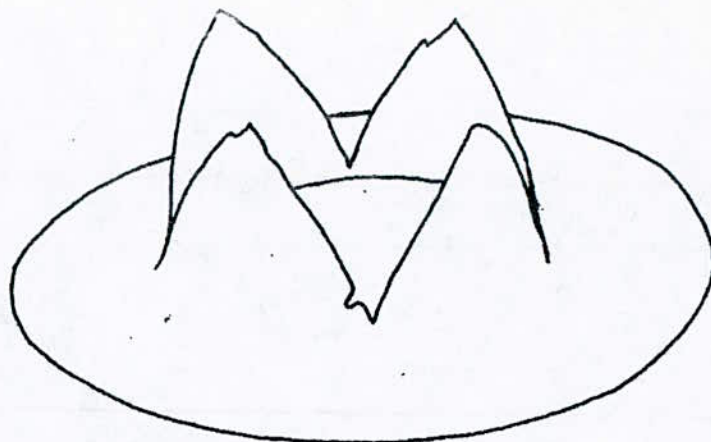
Les métaux ductiles tel que l'aluminium sont plus commodes pour des différences de pression de quelques dizaines de bar jusqu'à 100 bar pour les sections de l'ordre de 75 mm de diamètre.

Pour des différences de pression plus grandes, l'acier doux, et l'acier inoxydable ont donné des bons résultats.

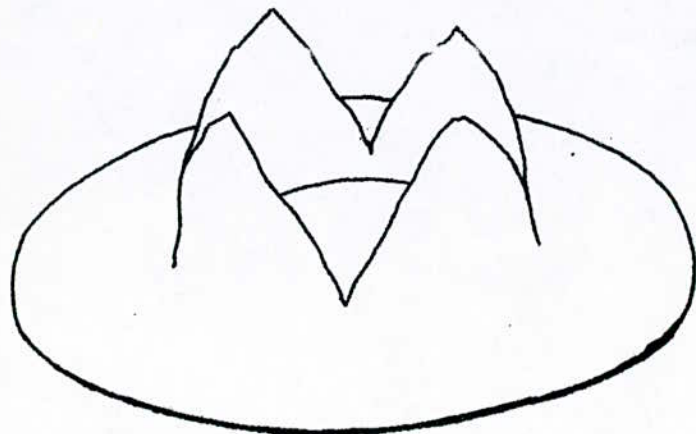
Dans les expériences, où le gaz moteur est froid, on peut contrôler l'éclatement par un perçage mécanique.



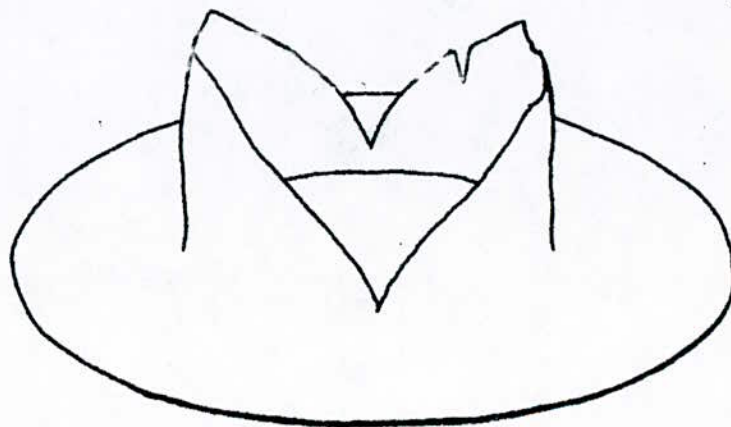
*Eclatement à froid, avec une seule couche*



*Eclatement à chaud, avec une seule couche.*



*Eclatement à froid, avec double couches*



*Eclatement à chaud, avec double couches*

*figure III.3.2.1 : Exemples des diaphragmes petaloïdes en acier doux rainuré et laminé à froid*

### III.4. Déclanchement de la rupture du diaphragme

Le succès d'un essai, notamment pour les tubes à choc à impulsion dépend largement de la possibilité de déclancher avec fiabilité la rupture du diaphragme.

Cette rupture peut être réalisée par des moyens mécaniques ou pneumatiques, et souvent par un éclatement naturel du diaphragme à la charge de pression.

Pour les diaphragmes métalliques ou non métalliques la rupture contrôlée peut être effectuée par un dispositif muni d'un percuteur bien aiguisé.

Pour les diaphragmes non métalliques soumis à une pression basse l'assemblage le plus simple est de monter le dispositif de percage à travers l'extrémité du tube moteur, ou obliquement sur la paroi. Cependant, on assure l'étanchéité pendant le mouvement de la tige dont l'extrémité porte le percuteur par des joints toriques. Un tel dispositif de percage peut être opéré manuellement.

Une autre possibilité de déclenchement consiste à un dispositif pneumatique (voir planche AM104). Particulièrement, avec des diaphragmes métalliques, ce percuteur doit être placé en amont, c'est à dire du côté haute pression à fin de minimiser le dommage du diaphragme.

Des bons résultats sont toujours obtenus, si la rupture s'effectue sous l'effet d'une charge de pression proche de la pression d'éclatement naturel du diaphragme.

Enfin, il existe une autre méthode qui consiste à un tube à choc auxiliaire en fourche fixé sur le côté du tube moteur. Ce dispositif permet de déclencher la rupture de deux diaphragmes. figure III.4.1

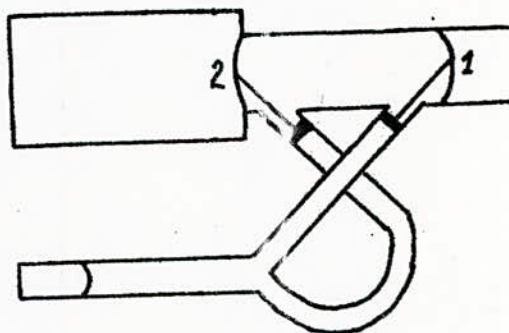


figure III.4.1 : Déclenchement de la rupture des diaphragmes au moyen d'un tube à choc auxiliaire en fourche

## IV. CHAUFFAGE DU GAZ MOTEUR

Pour créer une onde de choc aussi intense que possible dans un gaz de travail, il ne suffit pas d'avoir une pression aussi élevée que possible, mais il faut aussi une célérité du son aussi élevée que possible dans le gaz moteur que l'on peut obtenir par le chauffage de ce dernier.

Parmi les gaz qui peuvent être chauffés, on a ; l'hydrogène, l'azote, le neon et l'hélium.

Ce chauffage peut se faire de différentes manières. Nous pouvons citer :

### IV.1. Chauffage par échangeur de chaleur

Le chauffage du gaz moteur par jaquette ou baguette chauffante impose des conditions sévères au matériau du tube moteur et nécessite le refroidissement du passage du tube moteur au tube de travail.

### IV.2. Chauffage par combustion

Le chauffage du gaz moteur par combustion de gaz, se fait habituellement par un mélange stœchiométrique de  $2H_2 + O_2$  brûlant à volume constant dans He. On pratique ce chauffage surtout dans les laboratoires qui peuvent obtenir He à bas prix. Son emploi est moins dangereux que celui de  $H_2$  froid est permet



des valeurs plus élevées du nombre de Mach. On a essayé la combustion de  $H_2 + O_2$  dans un excès de  $H_2$ . Il ne semble pas qu'on ait réussi jusqu'ici à éviter, avec suffisamment de sécurité la detonation. On évite cette detonation lors de la combustion de  $2H_2 + O_2$  dans He par un allumage simultané en de nombreux endroits. Si la detonation se produit, on ne peut s'attendre à un état constant dans le gaz de travail. Le diaphragme est estompé et le tube de travail peut éclater.

### IV.3. Chauffage électrique

Parmi les méthodes utilisées pour augmenter la température du gaz moteur, nous avons le chauffage électrique. Cette méthode utilise des éléments chauffants à l'intérieur du tube moteur. Ainsi, la décharge électrique permet un chauffage très rapide du gaz moteur.

Cette méthode était utilisée pour un chauffage limité du gaz moteur, dans des souffleries hypersoniques. Et n'a pas été développée à un degré pratique pour autres que les petits tubes.

La décharge est obtenue en utilisant des condensateurs dont l'énergie initiale est d'environ 180 joules.

La figure I.3.1 montre un cas typique utilisant la décharge électrique pour le chauffage du gaz moteur. Ce tube (figure I.3.1) peut être considéré comme un tube à choc à section constante

dont le tube moteur est la section AB, et le tube de travail est la section BC.

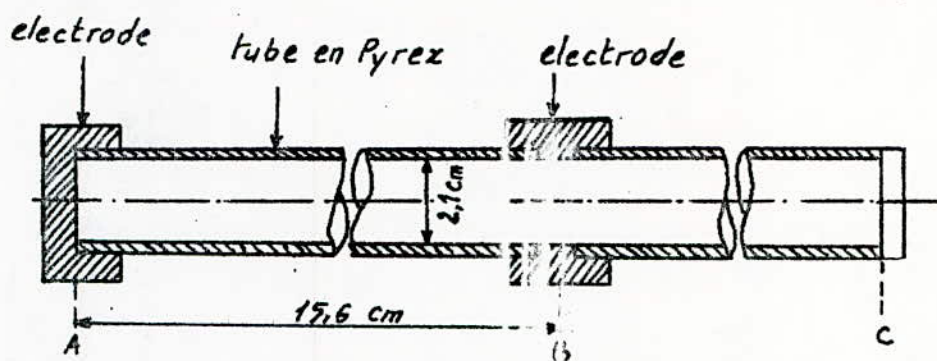


figure : IV.3.1 : Tube de decharge.

## V. INSTRUMENTS DE MESURE DANS LES TUBES A CHOC

Le succès d'utilisation d'un tube à choc, tel que la facilité des essais de recherche, dépend bien sûr de l'instrumentation convenable pour la mesure d'écoulement. A cause de la haute transition de la nature des écoulements compliqués, une exigence essentielle pour l'instrumentation de mesure est la réponse très rapide.

Généralement, le temps de réponse désiré est de l'ordre de la microseconde. Cette exigence, avec d'autres nécessite une sensibilité et une exactitude suffisantes, ce qui constitue des difficultés techniques dans l'instrumentation des tubes à choc.

Avec l'utilisation croissante des tubes à choc, pour les deux expérimentales, non seulement et aérodynamique, mais aussi dans la physique des gaz à toute température, et dans la cinétique chimique le domaine de l'instrumentation s'est élargi et devenue très vaste.

En général, l'importance est donnée au côté aérodynamique et aux techniques qui ont été raisonnablement justifiées. L'usage croissant des tubes à choc, tel que la facilité

des tests des écoulements réguliers a attiré l'attention aux problèmes d'instrumentation, et de nouveaux développements peuvent être attendus par des efforts en voie.

## II.1. Mesure de pression

Deux types de mesure de pression sont effectués dans les tubes à choc ;

- a) Mesure de pression initiale d'un canal et d'une chambre (pression hydrostatique)
- b) Mesure de pression transitoire durant l'écoulement.

### II.1.1. Mesure de pression hydrostatique

La mesure de pression hydrostatique initiale d'un canal et d'une chambre au début des essais est relativement directe et peut être effectuée au moyen des indicateurs commerciaux pour les moyennes et hautes pressions, les manomètres à mercure et les gauges mécaniques sont très utilisés. Or pour des pressions plus basses, les manomètres de type butyle-phthalate sont plus commodes, et récemment, ce sont les gauges lecteurs à cadran<sup>(1)</sup> absolu qui peuvent détecter des pressions de 0 à 10 mmHg, ces derniers exigent des calibrations fréquentes, mais ils sont commodes à l'usage.

(1) Fabriquées par Wallace et Tiernan Co.

Pour des pressions de quelques millimètres de mercure, il y a des instruments bien connus comme les gauges de (McLeod et Pirani).

### V.1.2. Mesure de pression transitoire

La plupart des mesures de pression transitoire dans les tubes à choc sont effectuées jusqu'à présent sur les parois des tubes en utilisant des petits transducteurs qui transmettent la déformation mécanique due au changement de pression à un signal électrique qui peut être amplifié et enregistré à l'aide d'un oscillographe à rayon cathodique.

### V.2. Mesure de température et de transfert de chaleur

Les techniques de mesure de température et de transfert de chaleur s'effectuent au moyen des instruments spéciaux. Dans ce paragraphe on donne quelques uns à titre indicatif, sans entrer dans les détails.

Ces techniques de mesure comprennent le thermomètre de résistance à film-fin, le thermocouple donnant la température de surface d'un corps et, les gauges calorimétriques qui donnent le transfert de chaleur.

Des températures très élevées sont atteintes dans des écoulements ionisés, ces températures ont été estimées par étude

des radiations émises.

## V.3. Methodes de detection du choc

Pour detecter les chocs, on utilise des elements sensibles (detecteurs de choc) placés le long du tube dans le but d'avoir une reponse à un certain niveau à la transition du choc, en fournissant des pulsations électriques rapides lors du passage de l'onde de choc.

La mesure de l'intervalle de temps entre les pulsations de deux detecteurs localisés à une distance connue l'un de l'autre donne une vitesse moyenne de choc.

L'arrangement le plus simple est deux detecteurs, mais plus que deux est utilisé pour etudier la variation de la vitesse de l'onde. La dimension d'un detecteur suivant la direction du mouvement du choc doit être faible pour minimiser l'incertitude de la longueur de base utilisée pour calculer la vitesse de l'onde.

### V.3.1. Contacteur de pression

Le contacteur de pression peut être le plus simple detecteur. Il consiste en un interrupteur mecanique actionné par l'élévation de pression à travers le choc, il peut être utilisé pour alimenter un circuit R-C permettant la generation des signaux électriques. Le dispositif peut prendre plusieurs formes, la figure V.3.1.1 montre une telle forme.

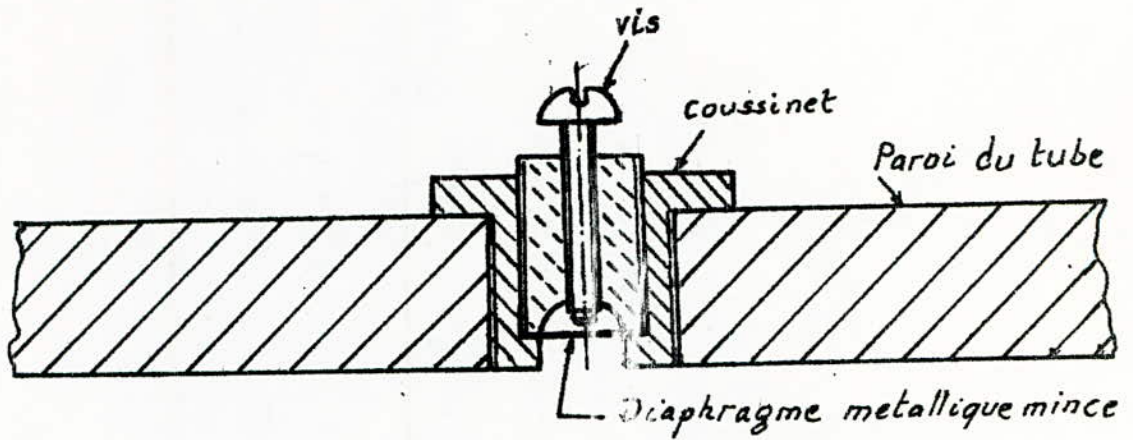


figure 7.3.1.1 : Contacteur de pression

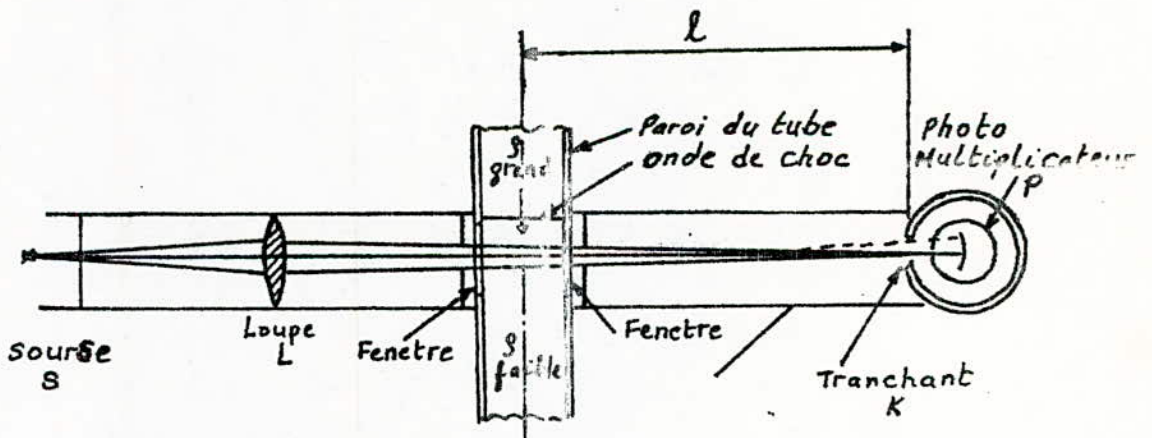


figure 7.3.2.1 : Serie graphique de lumiere utilisant une loupe

### IV.3.2. Serigraphie de lumière

La méthode de serigraphie de lumière est une parmi les techniques développées pour faire les mesures dans le tube à choc.

Plusieurs méthodes sont possibles, la figure II.3.2.1 illustre le système le plus simple. La source  $S$  est une lampe dont le filament est un ruban étroit. La loupe  $L$  figure  $S$  sur le tranchant  $K$  précédant un tube photo-multiplieur  $P$ . L'axe optique est normal à la direction de l'écoulement. Un faisceau étroit de lumière se projette sur la direction de l'écoulement (de l'ordre de 2,5 mm) est obtenu après son passage à travers des fentes convenables.  $K$  est ajusté, avec une densité uniforme dans le tube à choc à fin de couper le faisceau dévié. Alors, seule la lumière éloignée abouti à  $P$ .

Lorsque l'onde de choc passe à travers le faisceau le gradient de densité dans l'onde dévie instantanément chaque rayon du faisceau vers le côté où la densité est grande, et ainsi, ces rayons ne seront pas projetés sur le tranchant  $K$ . Cependant, le photo-multiplieur reçoit une pulsation rapide de lumière permettant d'enregistrer le passage de l'onde.



## VI. INSTALLATION D'UN TUBE A CHOC

Généralement, Ces installations comprennent :

- . Centrale de compression .
- . Réservoirs ou bouteilles de stockage des gaz à utiliser .
- . Tube à choc
- . Réservoirs à vide, et pompe d'extraction.
- . Instruments, et appareillages de mesure .

Parmi ces appareils, il y a des cameras spéciales pour photographier les ondes de choc .

Notre installation est destinée à utiliser le tube à choc comme soufflerie à choc permettant d'obtenir des écoulements sub-trans- ou supersoniques .

La grande difficulté d'utilisation d'un tel tube à choc réside dans la durée très courte des processus qui déroulent à l'intérieur du tube, elle est de 0,1 à 10 millisecondes, ce qui exige des instruments de mesure très spécifiques. Mais, aussi le tube à choc a des avantages significatifs tels que le prix de revient et les frais d'exploitation relativement bas, ainsi que la facilité de varier le nombre de Mach de l'écoulement en faisant varier les conditions initiales comme le rapport de pression des deux côtés du diaphragme .

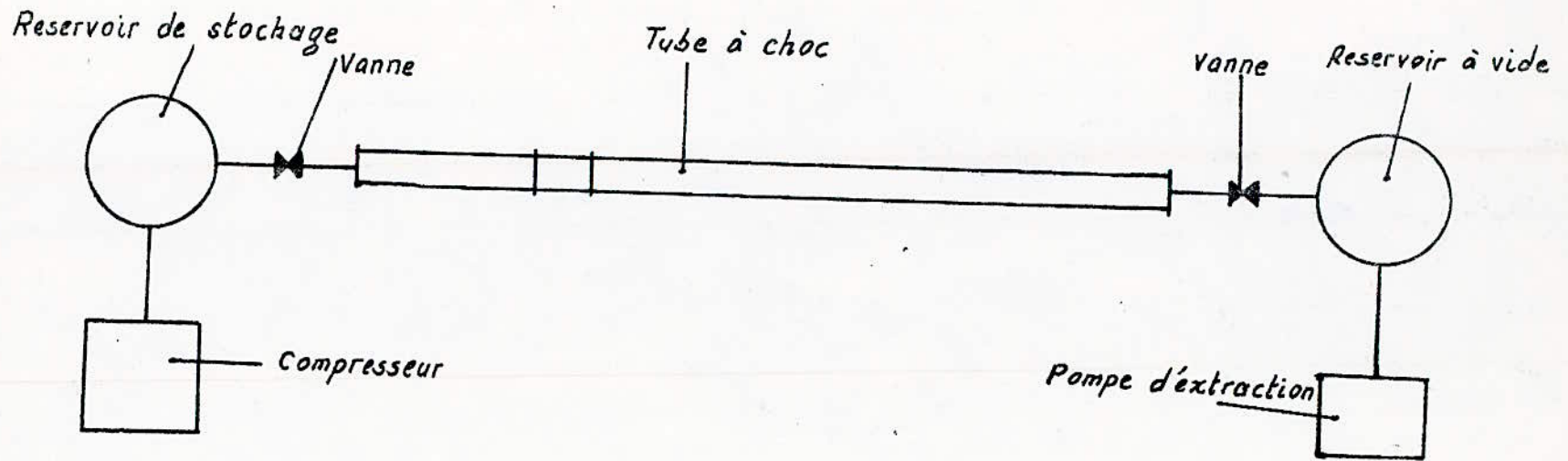


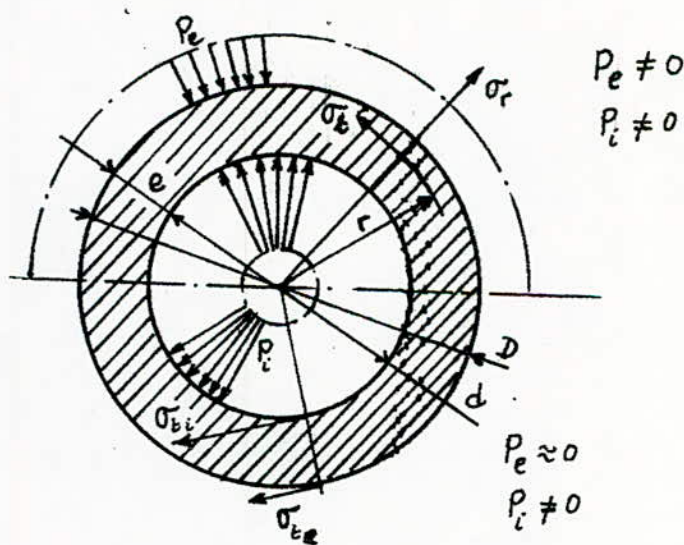
figure: VI.1 : Installation d'un tube à choc

DEUXIEME PARTIE

CALCUL DES ELEMENTS DU TUBE

## 1. Calcul de l'épaisseur du tube

Dans les tubes à choc, la pression à l'intérieur du tube moteur est très élevée, ce qui exige des tubes à paroi épaisse pour cela. On a recours à la formule de Lamé qui tient compte pour chaque point les contraintes suivant une direction radiale et une direction tangentielle ; en fonction des pressions qui agissent sur la paroi et des diamètres intérieurs et extérieurs de celle-ci.



Formule de Lamé [1] :

La contrainte suivant une direction radiale  $\sigma_r$  est

donnée par : 
$$\sigma_r = \frac{P_e \cdot D_e^2 - P_i \cdot d_i^2}{D_e^2 - d_i^2} + (P_i - P_e) \cdot \frac{D_e^2 \cdot d_i^2}{D_e^2 - d_i^2} \cdot \frac{1}{4r^2}$$

La contrainte suivant une direction tangentielle  $\sigma_t$  est :

$$\sigma_t = \frac{P_e \cdot D_e^2 - P_i \cdot d_i^2}{D_e^2 - d_i^2} - (P_i - P_e) \cdot \frac{D_e^2 \cdot d_i^2}{D_e^2 - d_i^2} \cdot \frac{1}{4r^2}$$

- avec :
- $P_e$  : la pression extérieure
  - $P_i$  : la pression intérieure
  - $D_e$  : Diamètre extérieur du tube
  - $d_i$  : Diamètre intérieur du tube
  - $r$  : le rayon sur lequel se trouve le point dont on calcule la contrainte ( $d \leq 2r \leq D$ )

• Formule de Lamé simplifiée :

Dans le cas le plus fréquent la pression extérieure est négligeable par rapport à la pression intérieure; on admet donc que  $P_e \approx 0$  et les formules se mettent sous la forme approchée ci-après :

1) Contraintes au diamètre extérieur :

$$\begin{aligned} \sigma_{r_e} &= P_e \approx 0 \\ \sigma_{t_e} &= -P_i \frac{2d_i^3}{D_e^3 - d_i^3} \end{aligned}$$

2) Contraintes au diamètre intérieur :

$$\begin{aligned} \sigma_{r_i} &= P_i \\ \sigma_{t_i} &= -P_i \frac{D_e^2 + d_i^2}{D_e^2 - d_i^2} \end{aligned}$$

• Calcul de l'épaisseur :

Comme la contrainte au diamètre extérieur est inférieure à la contrainte au diamètre intérieur, il suffit donc que cette dernière soit plus petite que la contrainte admissible

du matériau  $[\sigma]$ , soit en valeur absolue  $|\sigma_{\theta_i}| \leq [\sigma]$ .

En écrivant :  $D = d + 2e$ , l'épaisseur  $e$  sera donnée par [1]

$$e = \frac{d_i}{2} \left[ \sqrt{\frac{[\sigma] + P_i}{[\sigma] - P_i}} - 1 \right]$$

Dans notre cas :

.  $d_i = 100 \text{ mm}$

.  $P_i$  : La pression maximum à l'intérieur du tube moteur, elle est fixée égale à 100 bar

.  $[\sigma]$  : en choisissant l'acier inoxydable de nuance Z10CND17-12 dont la limite d'élasticité  $\sigma_e = 350 \text{ N/mm}^2$ . La contrainte admissible  $[\sigma]$  sera alors :

$[\sigma] = \frac{\sigma_e}{s}$ , avec  $s$  : est un coefficient de sécurité qui varie entre 1,5 ÷ 5. Si on prend  $s = 4$  on aura :

$$[\sigma] = \frac{350}{4} = 87,5 \text{ N/mm}^2$$

finallement :

$$e = \frac{100}{2} \left[ \sqrt{\frac{87,5 + 10}{87,5 - 10}} - 1 \right] = 6,78 \text{ mm}$$

à titre de sécurité on prend  $e = 8 \text{ mm}$

Donc le diamètre extérieur du tube  $D = d + 2e = 100 + 2 \cdot 8 = 116 \text{ mm}$

Remarques :

. L'acier inoxydable est choisi pour la raison décrite au paragraphe III.2. Cette nuance est caractérisée par une bonne soudabilité, elle est utilisée pour la fabrication des chaudières et des tubes.

• L'épaisseur calculée, est l'épaisseur du tube moteur où la pression est maximum, or la pression dans les tubes tampon et travail est inférieure à celle du tube moteur. Donc on admettra la même épaisseur pour toute la longueur du tube à choc.

## 2. Calcul du poids du tube

Nous proposons une longueur totale du tube égale à 18200 mm

Cette longueur comprend :

- Un tube moteur de longueur 3000 mm
- Un tube tampon de longueur 200 mm
- Un tube de travail de longueur 15000 mm (pour des raisons de fabrication, ce tube est composé de 3 sections identiques, la longueur de chacune est 5000 mm).

Les différentes sections constituant le tube sont accouplées par des brides dont le poids est négligeable devant le poids du tube.

Le poids est donné par :

$$P = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot L \cdot \rho \cdot g$$

où :

- D : Diamètre extérieur du tube
- d : Diamètre intérieur du tube
- L : La longueur totale du tube
- $\rho$  : La masse volumique du matériau, pour l'acier  $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Donc : 
$$P = \frac{\pi}{4} (116^2 - 100^2) \cdot 18200 \cdot 10^{-6} \cdot 7,85 \cdot 9,81 = 3804,3 \text{ N}$$

### 3. Calcul des reactions aux appuis

Le tube moteur étant libre en translation suivant l'axe du tube alors, il necessite deux appuis simples mobiles. Le tube de depression est sans appuis car sa longueur est petite. Le tube de travail est maintenu a sa position fixe par six appuis.

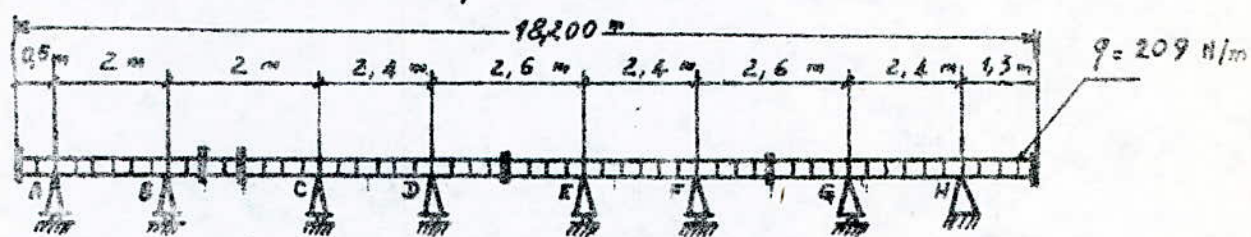


figure 3.1 : Disposition des appuis du tube

Pour déterminer les reactions ;  $R_A, R_B, R_C, R_D, R_E, R_F, R_G$  et  $R_H$  on applique le théorème des trois moments, en supposant que la poutre est continue, et la charge est uniformément répartie.

La formule générale est donnée par [2] :

$$M_{i-1} \cdot L_{i-1} + 2M_i(L_{i-1} + L_i) + M_{i+1} \cdot L_i = -6EI(\theta_i^s + \theta_i^d) \quad \text{avec :}$$

•  $M_{i-1}, M_i$  et  $M_{i+1}$  sont les trois moments inconnus dans les sections au droit des appuis  $i-1, i$  et  $i+1$

•  $\theta_i^s$  et  $\theta_i^d$  les rotations des sections au droit de l'appui  $i$ .

En appliquant cette formule, on aura le système d'équation qui dans la résolution de ce système hyperstatique :

$$2M_A + 8M_B + 2M_C = -836 \quad \text{--- (1)}$$

$$2M_B + 8,8M_C + 2,4M_D = -1140,6 \quad \text{--- (2)}$$

$$2,4M_C + 10M_D + 2,6M_E = -1640,6 \quad \text{--- (3)}$$



$$2,6 M_D + 10 M_E + 2,4 M_F = -1640,6 \quad \text{--- (4)}$$

$$2,4 M_E + 10 M_F + 2,6 M_G = -1640,6 \quad \text{--- (5)}$$

$$2,6 M_F + 10 M_G + 2,4 M_H = -1640,6 \quad \text{--- (6)}$$

$$\text{Avec: } M_A = -\frac{9 \cdot 0,5^2}{2} = -26 \text{ N.m}$$

$$M_H = -\frac{9 \cdot 1,5^2}{2} = 176,6 \text{ N.m}$$

La résolution de ce système donne:

$$M_B = -78,2 \text{ N.m}$$

$$M_E = -12,8 \text{ N.m}$$

$$M_C = -79,4 \text{ N.m}$$

$$M_F = -116,8 \text{ N.m}$$

$$M_D = -119,24 \text{ N.m}$$

$$M_G = -11,43 \text{ N.m}$$

Sachant les moments au droit de chaque appui, On peut alors déterminer les réactions en considérant les poutres isostatiques de la figure 3.2.

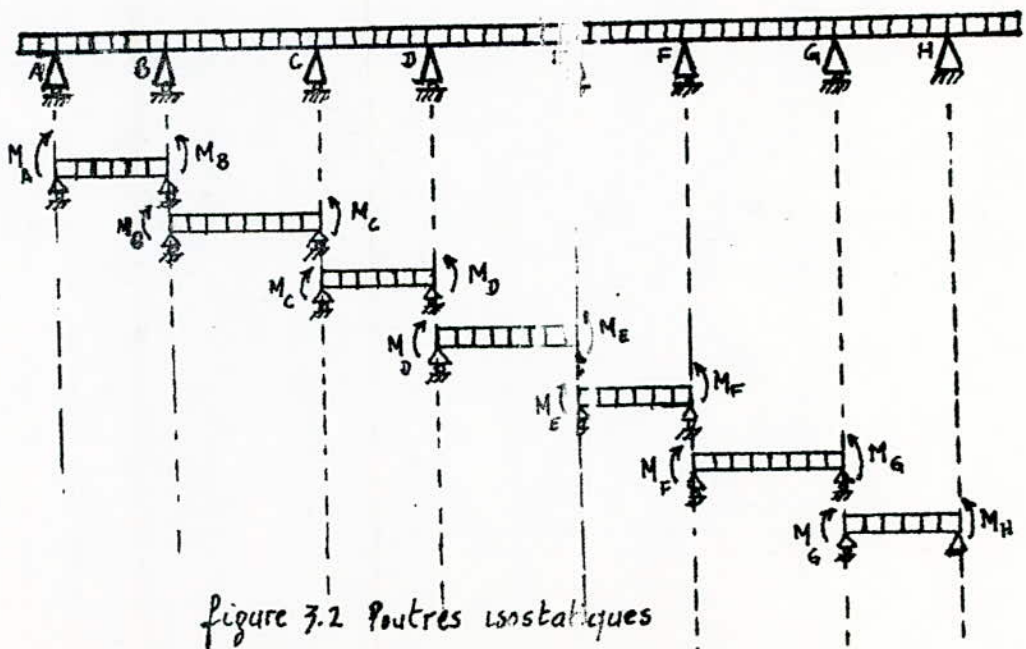


Figure 3.2 Poutres isostatiques

$$R_A = 287,4 \text{ N}$$

$$R_E = 510,5 \text{ N}$$

$$R_B = 443,5 \text{ N}$$

$$R_F = 527,7 \text{ N}$$

$$R_C = 443,8 \text{ N}$$

$$R_G = 477,7 \text{ N}$$

$$R_D = 545,4 \text{ N}$$

$$R_H = 558 \text{ N}$$

Verification :  $\sum R_i = 9 \cdot L$  donne :

$$287,4 + 443,5 + 443,8 + 545,4 + 510,5 + 527,7 + 477,7 + 558 = 3803,8$$

#### 4. Calcul des flèches

La disposition des appuis de la figure 3.1 est acceptée à condition que la flèche permise par chaque poutre ne dépasse pas  $f_{\max} = 0,2 \text{ mm}$ . Pour évaluer la flèche, on utilise la méthode de superposition des efforts appliqués sur chaque poutre.

la flèche est donnée par [2] :

$$f_i = -\frac{5 \cdot 9 \cdot l_i^4}{384 \cdot E \cdot I} - \frac{M_i \cdot l_i^3}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{M_{i+1} \cdot l_i^3}{16 \cdot E \cdot I} = \frac{l_i^3}{E \cdot I} \left[ -\frac{5 \cdot 9 \cdot l_i}{384} - \frac{M_i + M_{i+1}}{16} \right]$$

$$\text{Avec : } E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad I = \frac{\pi}{64} [D^4 - d^4] = \frac{\pi}{64} [116^4 - 100^4] = 4053196,8 \text{ mm}^4$$

$$f_{AB} = \frac{2000^2}{E \cdot I} \left[ -\frac{5 \cdot 0,209 \cdot 2000^2}{384} + \frac{26 \cdot 10^3}{16} - \frac{73,2 \cdot 10^3}{16} \right] = 0,020 \text{ mm}$$

$$f_{BC} = \frac{2000^2}{E \cdot I} \left[ -\frac{5 \cdot 0,209 \cdot 2000^2}{384} + \frac{78,2 \cdot 10^3}{16} - \frac{79,1 \cdot 10^3}{16} \right] = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$f_{CD} = \frac{2400^2}{E \cdot I} \left[ -\frac{5 \cdot 0,209 \cdot 2400^2}{384} + \frac{79,1 \cdot 10^3}{16} - \frac{111,24 \cdot 10^3}{16} \right] = 0,022 \text{ mm}$$

$$f_{DE} = \frac{2600^2}{E \cdot I} \left[ -\frac{5 \cdot 0,209 \cdot 2600^2}{384} + \frac{119,1 \cdot 10^3}{16} - \frac{102,8 \cdot 10^3}{16} \right] = 0,036 \text{ mm}$$

$$f_{EF} = \frac{2400^2}{EI} \left[ -\frac{5,0,209 \cdot 2400^2}{384} + \frac{102,8 \cdot 10^3 + 116,3 \cdot 10^3}{16} \right] = 0,012 \text{ mm}$$

$$f_{FG} = \frac{2600^2}{EI} \left[ -\frac{5,0,209 \cdot 2600^2}{384} + \frac{116,3 \cdot 10^3 + 91,43 \cdot 10^3}{16} \right] = 0,043 \text{ mm}$$

$$f_{GH} = \frac{2400^2}{EI} \left[ -\frac{5,0,209 \cdot 2400^2}{384} + \frac{91,43 \cdot 10^3 + 176,6 \cdot 10^3}{16} \right] = 0,007 \text{ mm}$$

On remarque que les valeurs des flèches obtenues sont bien inférieures à la flèche maximum, donc la disposition des appuis est acceptable.

## 5. Détermination des réactions du Vé

Le contact tube - Vé est un contact linéaire. L'angle de la face inclinée du Vé est choisi de telle façon que la montée du tube s'effectue avec un frottement minimum, et que les dimensions du Vé soient moins encombrants en assurant la course du déplacement vertical du tube. Pour cela, on adopte un angle  $\varphi = 45^\circ$

Pour évaluer ces réactions, on considère les appuis les plus chargés

1. Tube moteur :

$$R_B = 443,5 \text{ N}$$

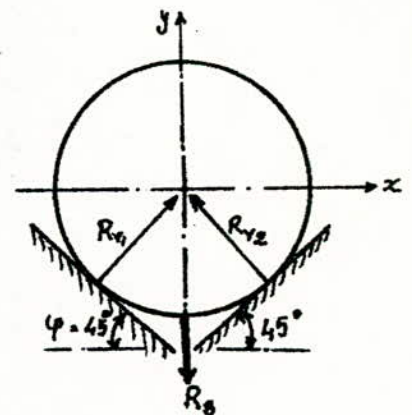
$$\cdot \Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{V_2} \cos \varphi - R_{V_1} \cos \varphi = 0$$

$$\Rightarrow R_{V_2} = R_{V_1}$$

$$\cdot \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{V_1} \sin \varphi + R_{V_2} \sin \varphi - R_B = 0$$

$$\Rightarrow R_{V_1} = \frac{R_B}{2 \sin \varphi}$$

$$\text{Donc } R_{V_1} = R_{V_2} = \frac{443,5}{2 \cdot \sin 45^\circ} = 313,6 \text{ N}$$



$$R_{V_{yz}} = R_{V_{zx}} = R_{V_{xy}} = R_{V_{zy}} = R_V \cos \varphi = 313,6 \cdot \cos 45^\circ = 221,75 \text{ N}$$

2. Tube de travail :

$$R_H = 558 \text{ N} \quad ; \quad R_V = \frac{R_H}{2 \sin \varphi} = \frac{558}{2 \sin 45} = 394,5 \text{ N}$$

$$R_{V_{yz}} = R_{V_{zx}} = R_{V_{xy}} = R_{V_{zy}} = 394,5 \cdot \cos 45 = 279 \text{ N}$$

## 5. Pression de contact tube-Vé

Ce contact provoque une déformation élastique qui donne comme zone de contact un rectangle de largeur  $b$  donné par la formule de HERTZ [1] :

$$b = 2,26 \sqrt{\frac{PR}{LE}}$$

Si on fixe  $b$ , alors, on peut déterminer la longueur de contact nécessaire :

$$L = 2,26^2 \cdot \frac{PR}{b^2 \cdot E}$$

où :  $P$  : la charge appliquée au niveau du contact.

$R$  : Rayon du tube

$E$  : module d'élasticité ; Pour l'acier  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

$b$  : largeur de contact, elle doit être la minimum possible pour que le déplacement du tube sur le Vé s'effectue avec une usure minimum. On fixe,  $b = 0,12 \text{ mm}$ .

1. Tube moteur :

$$L = 2,26^2 \cdot \frac{313,6 \cdot 59}{0,12^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 31,26 \text{ mm}$$

2. Tube de travail :

$$L = 2,26^2 \cdot \frac{394,5 \cdot 59}{0,12 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 39,3 \text{ mm}$$

Pour des raisons de fabrication on prendra une largeur du Vé

$L = 40 \text{ mm}$  pour tout les Vê du tube.

La contrainte de pression est maximale sur la génératrice inférieure du tube, elle a pour valeur [1] :

$$\sigma_{\max} = 0,56 \sqrt{\frac{P \cdot E}{L \cdot R}}$$

1. Tube moteur:  $\sigma_{\max} = 0,56 \sqrt{\frac{317,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{31,24 \cdot 59}} = 104,5 \text{ N/mm}^2$

2. Tube de travail:  $\sigma_{\max} = 0,56 \sqrt{\frac{394,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{39,3 \cdot 59}} = 105,8 \text{ N/mm}^2$

A fin de diminuer l'usure et la déformation du matériau, ces contraintes dues à la pression de contact doivent être inférieures aux limites d'élasticités du tube ( $355 \text{ N/mm}^2$ ) et du Vê ( $175 \text{ N/mm}^2$ ).

## 6. Verification de la rigidité du Vê

Les dimensions du Vê, ainsi que les positions extrêmes des deux parties constituant le Vê qui assurent la course du déplacement vertical de la section du tube sont représentées sur la figure 6.1. En vérité, avec les dimensions représentées sur la figure 6.1, le Vê est une pièce courte, par conséquent sa résistance est vérifiée. Le calcul suivant justifie cette conclusion.

Pour le calcul, on considère le Vê comme étant encasté au niveau de l'axe de vis de manoeuvre. Le bout de chaque partie du Vê constitue une poutre d'égale résistance de largeur constante, la section extrême du Vê doit résister à l'effort tranchant du à  $R_{vx}$  on doit donc avoir :

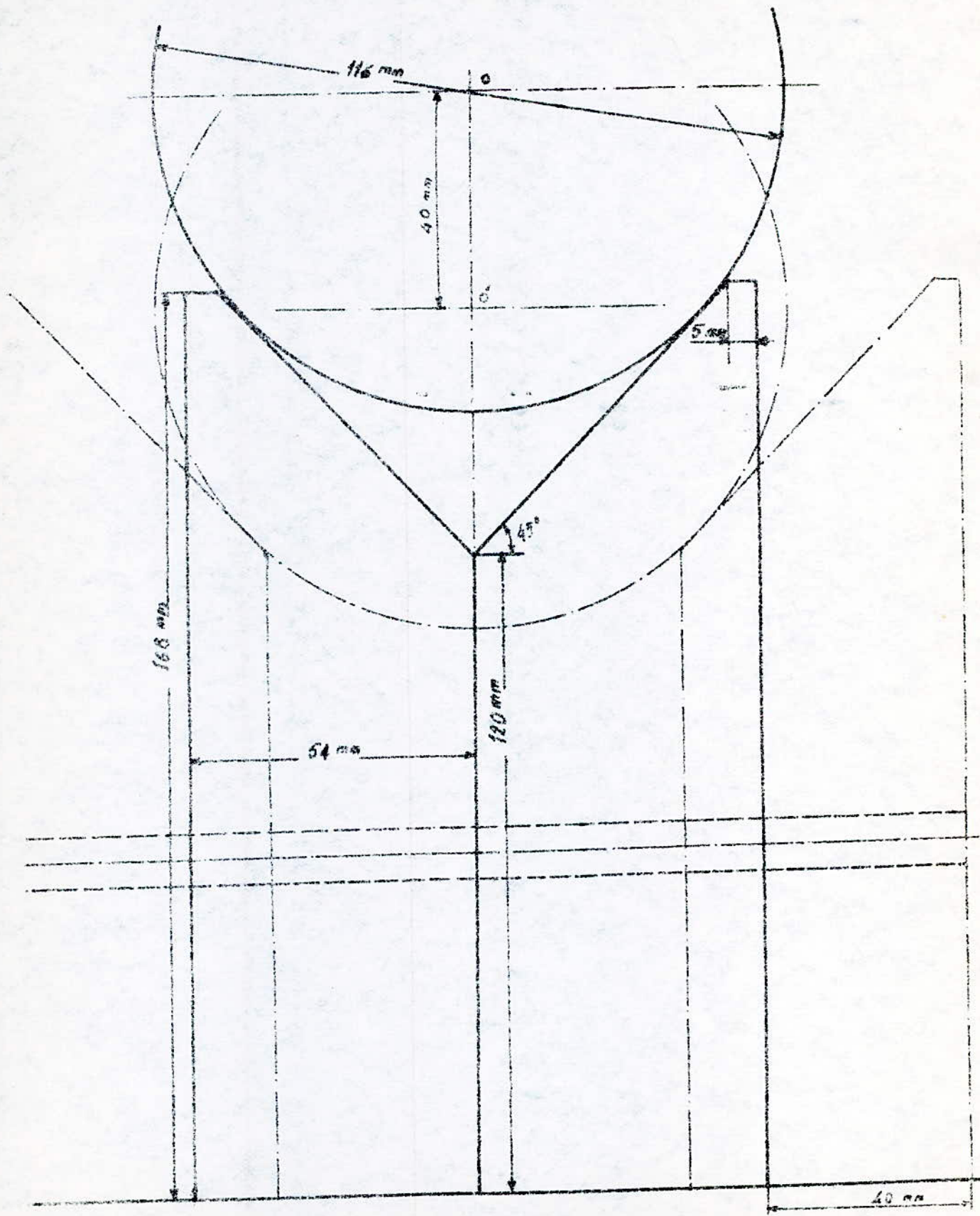


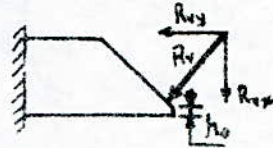
figure 6.1 : Positions extrêmes du vane de la section du tube

$$\tau = \frac{R_{yx}}{s} \leq [\tau] \quad \text{avec : } s = h_0 \cdot b$$

$$\text{d'où : } h_0 \geq \frac{R_{yx}}{b[\tau]}$$

•  $R_{yx}$  : La composante horizontale du V<sub>e</sub>.

•  $b$  : La largeur du V<sub>e</sub>.



•  $[\tau]$  : la contrainte admissible au cisaillement, elle est donnée

par [1] :  $[\tau] = \frac{\tau_e}{s}$  avec  $\tau_e = \frac{\tau_r}{2}$  ;  $\tau_r$  : étant la résistance à la rupture, pour l'acier XC38 ;  $\tau_r = 600 \text{ N/mm}^2$   
 $s$  : étant le coefficient de sécurité ( $s = 1,5 \div 5$ ), soit  $s = 4$   
 donc :  $[\tau] = \frac{600}{8} = 75 \text{ N/mm}^2$

finallement :

$$h_0 \geq \frac{279}{40 \cdot 75} \approx 0,1 \text{ mm} \quad \text{pour raison constructive}$$

prenons  $h_0 = 5 \text{ mm}$ .

Chaque partie du V<sub>e</sub> est soumise à une force qui tend à la fléchir et à la comprimer, ce qui donne un effet de flexion plane composée dont la résultante est donnée par :

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_2 \quad \text{avec :}$$

•  $\sigma_1$  : est la contrainte normale :

$$\sigma_1 = \frac{M_{\max}}{I_{xy}/s} = \frac{R_{yx} \cdot l}{b h^2 / 6} = \frac{6 \cdot 279 \cdot 160}{40 \cdot 54^2} = 2,3 \text{ N/mm}^2$$

•  $\sigma_2$  : est la contrainte de compression dans la section

$$\sigma_2 = \frac{R_{yy}}{s} = \frac{279}{40 \cdot 54} \approx 0,13 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{d'où } \sigma_{\max} = 2,3 + 0,13 = 2,43 \text{ N/mm}^2$$

Cette contrainte résultante est très faible par rapport à la

Contrainte admissible du matériau du Vé (XC38) qui vaut :

$$[\sigma] = \frac{\sigma_e}{S} = \frac{355}{4} = 88,75 \text{ N/mm}^2$$

Donc la résistance du Vé (le plus chargé) est bien vérifiée, et les faibles valeurs des contraintes obtenues montrent la rigidité des Vé.

## 7. Calcul de la vis de manœuvre du Vé

La vis de manœuvre du Vé permet de rapprocher ou d'éloigner les deux pièces constituant le Vé. Elle est sollicitée à une force de traction ou de compression.

• Calcul de la section de la vis sollicitée à la traction :

$$\text{la contrainte dans le noyau de la vis } \sigma = \frac{F}{S} \leq [\sigma] \Leftrightarrow \frac{F}{\pi d^2/4} \leq [\sigma]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]}} \quad \text{avec :}$$

$$F = 2R_{vx} = 2 \cdot 279 = 558 \text{ N}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_e}{S} ; \text{ pour l'acier XC38 traité (trempé et revenu) } \sigma_e = 620 \text{ N/mm}^2$$

en choisissant un coefficient de sécurité  $S = 4$  on

$$\text{aura } [\sigma] = \frac{620}{4} = 155 \text{ N/mm}^2$$

finalement :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 558}{\pi \cdot 155}} = 2,14 \text{ mm} \text{ . Par mesure constructive on}$$

adopte  $d = 10 \text{ mm}$

• Vérification de la vis à la torsion :

$$\text{la condition de résistance est : } \tau = \frac{C}{I_p/v} \leq [\tau] \text{ ----- (*) où :}$$

•  $C$  : Couple de frottement entre les filets

•  $I_p/v$  : module d'inertie .



$[\tau]$ : contrainte admissible au cisaillement;  $[\tau] = \frac{\tau_e}{5}$ , avec:

$\tau_e = \frac{\sigma_e}{2}$  pour les métaux fibreux tel que l'acier.

$$\text{alors : } [\tau] = \frac{\sigma_e/2}{5} = \frac{620/2}{4} = 77,5 \text{ N/mm}^2$$

Le couple de frottement  $C$  est donné par [3]:

$$C = \frac{d}{2} \cdot F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha)$$

•  $d = 10 \text{ mm}$

•  $F = 558 \text{ N}$

•  $\operatorname{tg} \varphi = f$  (coefficient de frottement), pour un contact sec acier-acier:

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,15 \Rightarrow \varphi = 8,53^\circ$$

•  $\operatorname{tg} \alpha = 0,032$  pour les filets carrés ( $\alpha$ : angle d'hélice des filets)

donc  $\alpha = 1,83^\circ$

Le couple est alors:  $C = \frac{10}{2} \cdot 558 \cdot \operatorname{tg}(8,53 + 1,83) = 570,2 \text{ Nmm}$

finalement la relation (\*) donne:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot C}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 570,2}{\pi \cdot 77,5}} = 3,22 \text{ mm}$$

donc on peut adopter  $d = 10 \text{ mm}$

## 8. Vis de manœuvre du guidage transversal

La figure 8.1 montre les efforts appliqués sur cette vis. Elle est soumise à un effort  $F'$  dû à la charge supportée par le Vê

$$F' = 2R_{Hy} \cdot f \quad \text{avec:}$$

•  $R_{Hy}$ : la réaction de l'appui le plus chargé H.

•  $f$ : le coefficient de frottement, pour deux pièces en acier  $f = 0,1 \div 0,15$ .

soit  $f = 0,15$ . On note que cette force de frottement  $F'$  apparaît pendant la manœuvre du guidage.

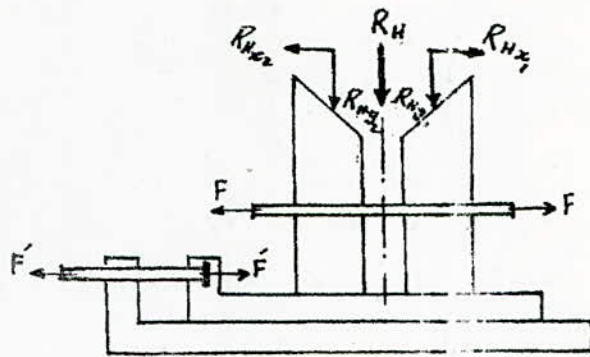


figure 8.1: distribution des efforts appliqués

Donc  $F' = 2.279 \cdot 0,15 = 83,7 \text{ N}$  sur les vis

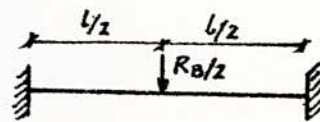
Comme cette force est bien inférieure à la force supportée par la vis de manoeuvre du Vé. Alors on peut adopter une vis de manoeuvre de guidage de diamètre M10.

## 9. Arbre de guidage en translation

Pour l'emplacement du diaphragme, on doit déplacer le tube moteur du tube de travail à une distance égale à 200 mm. Cette opération peut être réalisée facilement à l'aide des douilles ou roulement de translation.

Cet arbre de guidage est sollicité à la flexion, la charge se déplace le long de l'arbre. On calcule le diamètre lorsque le moment de flexion est maximum, c'est à dire à l'instant où la charge s'applique au milieu de l'arbre.

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \frac{M_{f \max}}{I_y} \leq [\sigma_f] \\ \Rightarrow I_y &= \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{M_{f \max}}{[\sigma_f]} \\ \Rightarrow d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{f \max}}{\pi [\sigma_f]}} \text{ avec:} \end{aligned}$$



$$M_{\text{bmax}} = \frac{R_{\text{a/2}} \cdot l}{8} = \frac{221,75 \cdot 200}{8} = 5543,75 \text{ N.mm}$$

• Pour l'acier XC42 on a :  $\sigma_e = 300 \text{ N/mm}^2$  [4]

$$\text{d'où : } [\sigma] = \frac{\sigma_e}{5} = \frac{300}{4} = 75 \text{ N/mm}^2$$

finallement le diamètre de l'arbre est :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5543,75}{\pi \cdot 75}} = 9,09 \text{ mm}$$

La valeur à choisir de  $d$  doit être égale au diamètre intérieur de la douille.

## 10. Calcul du diamètre de la douille

Ce type de roulement appelé douilles à billes convient pour n'importe quel déplacement axial et permettent de réduire les frottements. Par contre ce type n'admet pas les mouvements de rotation. On distingue deux types :

a/ Les douilles réglables : On choisira ce type caractérisé par une fente longitudinale qui permet grâce à un logement approprié un réglage du jeu radial entre l'arbre et la douille.

b/ Les douilles ouvertes : Ces douilles permettent de remédier au fléchissement des arbres de grande longueur.

La formule qui détermine le diamètre de la douille à choisir est [5] :

$$C = \frac{P}{F_L \cdot F_H} \quad \text{où :}$$

•  $F_L$  : Coefficient de la durée de vie du roulement.

•  $F_H$  : en fonction de la dureté de l'arbre

Pour une durée égale à 3,175 millions de metres ;  $F_L = 0,25$

Pour une dureté de 50 HR  $F_H = 0,5$

$P$ : est la charge équivalente, dans ce cas, elle est égale à la charge radiale ;  $P = 221,75 \text{ N} = 221,75 / (9,81 \cdot 0,453) = 49,89 \text{ Ibs}^{(1)}$

la charge dynamique est alors :

$$C = \frac{49,89}{0,25 \cdot 0,5} = 400 \text{ Ibs}$$

Les tableaux du catalogue (Thomson ball bushings for linear motion) donnent les dimensions de la douille et du palier support de l'arbre.  $C = 400 \text{ Ibs}$  correspond à une douille de type SPB16 ADJ dont le diamètre est égale à 25,4 mm.

Donc on peut adopter un diamètre de l'arbre égale à 25,4 mm

## 11. Détermination des réactions aux appuis de la poutre en I

Pour supporter le tube à choc, et pour que l'ensemble soit plus robuste et rigide, on a choisi une poutre en IPE360.

La disposition des appuis supportant l'ensemble est donnée par la figure 11.1.

Pour calculer les réactions ;  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  et  $R_4$ , on applique le principe de superposition des efforts, en utilisant la méthode des trois moments.

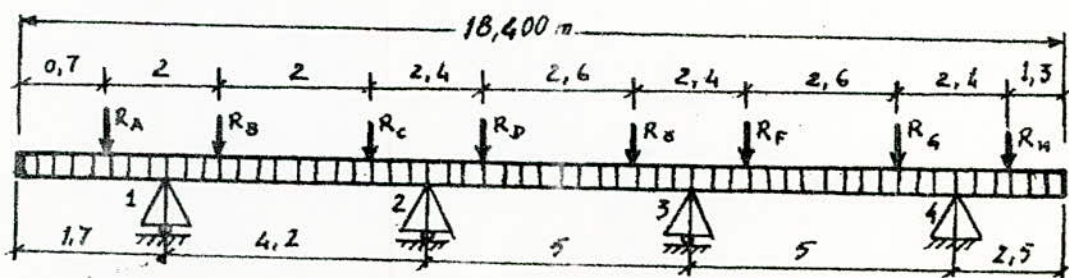
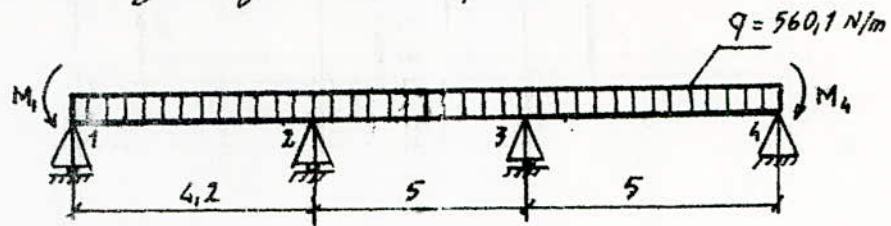


figure 11.1 : Disposition des appuis supportant l'ensemble

(1) : Ibs : unité anglaise, 1 Ibs = 0,453 Kg

a) Effet de la charge uniformément répartie :



$$\bullet M_1 = -9 \cdot \frac{4,2^2}{2} - R_A \cdot 1 = -1096,4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\bullet M_4 = -9 \cdot \frac{2,5^2}{2} - R_H \cdot 1,3 = -2420 \text{ Nm}$$

Le théorème des trois moments donne :

$$4,2 M_1 + 2 M_2 (9,2) + 5 M_3 = -\frac{q}{4} (4,2^3 + 5^3) = -19435,36$$

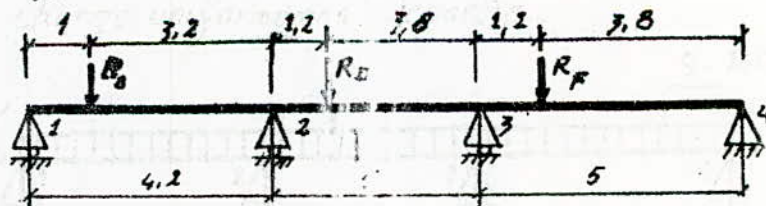
$$18,4 M_2 + 5 M_3 = -14329 \text{ ----- (1)}$$

$$5 M_2 + 2 M_3 (10) + 5 M_4 = -\frac{q}{4} (5^3 + 5^3) = -35000$$

$$5 M_2 + 20 M_3 = -22900 \text{ ----- (2)}$$

De (1) et (2) on a :  $M_2' = -530,86 \text{ Nm}$  et  $M_3' = -1012,3 \text{ Nm}$

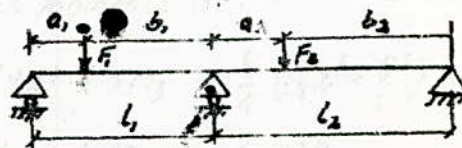
b) Effet des efforts :  $R_B, R_D$  et  $R_F$  :



$$\bullet M_1 = 0 \text{ et } M_4 = 0$$

Le théorème des trois moments défini par :

$$M_{i-1} \cdot l_{i-1} + 2M_i (l_{i-1} + l_i) + M_{i+1} \cdot l_i = -6EI(\theta_i^s + \theta_i^d) = -6EI \left[ \frac{F_1 \cdot a_1}{L \cdot 6EI \cdot l_1} (l_1^2 - a_1^2) + \frac{F_2 \cdot a_2}{6EI \cdot l_2} (l_2^2 - b_2^2) \right]$$



permet d'écrire :

$$0,4,2 + 2 M_2 (4,2+5) + 5 M_3 = - \left[ \frac{R_D \cdot 4}{4,2} (4,2^2 - 1^2) + \frac{R_D \cdot 3,8}{5} (5^2 - 3,8^2) \right]$$

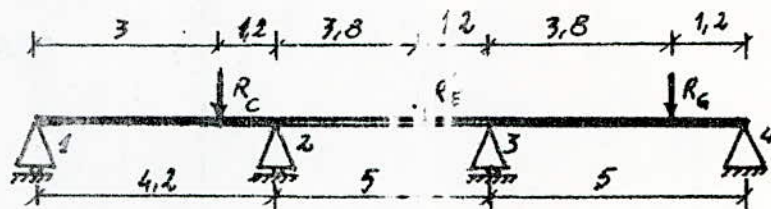
$$18,4 M_2 + 5 M_3 = - 5404 \text{ ----- (3)}$$

$$5 M_2 + 2 M_3 (5+5) + 5 \cdot 0 = - \left[ \frac{R_D \cdot 1,2}{5} (5^2 - 1,2^2) + \frac{R_E \cdot 3,8}{5} (5^2 - 3,8^2) \right]$$

$$5 M_2 + 20 M_3 = - 7399,3 \text{ ----- (4)}$$

De (4) et (3) on a :  $M_2'' = - 207,2 \text{ N}$  et  $M_3'' = - 318,15 \text{ Nm}$

Effet des efforts :  $R_C$ ,  $R_E$  et  $R_G$



$M_1 = 0$  et  $M_4 = 0$

$$18,4 M_2 + 5 M_3 = - \left[ \frac{R_C \cdot 3}{4,2} (4,2^2 - 3^2) + \frac{R_E \cdot 1,2}{5} (5^2 - 1,2^2) \right]$$

$$18,4 M_2 + 5 M_3 = - 5627,1 \text{ ----- (5)}$$

$$5 M_2 + 20 M_3 = - \left[ \frac{R_E \cdot 3,8}{5} (5^2 - 3,8^2) + \frac{R_G \cdot 1,2}{5} (5^2 - 1,2^2) \right]$$

$$5 M_2 + 20 M_3 = - 6800,6 \text{ ----- (6)}$$

De (5) et (6) on a :  $M_2''' = - 229 \text{ Nm}$  et  $M_3''' = - 282,8 \text{ Nm}$

Le principe de superposition permet d'écrire :

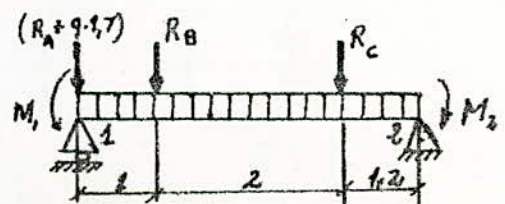
$$M_2 = M_2' + M_2'' + M_2''' = - 530,84 - 207,2 - 229 = - 967 \text{ Nm}$$

$$M_3 = M_3' + M_3'' + M_3''' = - 1012,3 - 318,15 - 282,8 = - 1613,25 \text{ Nm}$$

Connaissant les moments  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  et  $M_4$  on peut calculer les réactions aux appuis 1, 2, 3 et 4, en considérant les poutres isostatiques suivantes :

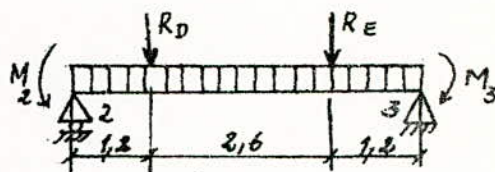
La première poutre donne :

$$R_1 = 2911,13 \text{ N et } R_2' = 1567,87 \text{ N}$$



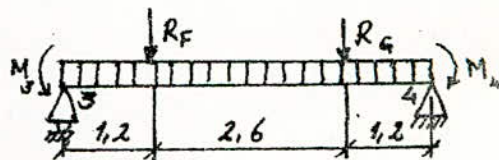
La deuxième poutre donne:

$$R_2'' = 1926,6 \text{ N} \quad \text{et} \quad R_3' = 1930,11 \text{ N}$$



La troisième poutre donne:

$$R_3'' = 1496,11 \text{ N} \quad \text{et} \quad R_4 = 4278 \text{ N}$$



finalement les valeurs des reactions sont:

$$R_1 = 2911,3 \text{ N}$$

$$R_2 = R_2' + R_2'' = 1567,87 + 1926,6 = 3494,46 \text{ N}$$

$$R_3 = R_3' + R_3'' = 1930,11 + 1496,11 = 3426,22 \text{ N}$$

$$R_4 = 4278 \text{ N}$$

Verification:  $\sum_{i=1}^4 R_i = 9L + R_A + R_B + R_C + R_D + R_E + R_F + R_G + R_H$

$$14108 = 560,1 \cdot 18,4 + 4278 = 14108$$

## 12. Verification de la resistance des supports

Les supports sont sollicités essentiellement à la compression, et puisqu'ils se comportent comme des pièces longues, on vérifie alors la condition de résistance donnée par la formule de Rankine [6]:

Rankine [6]:

$$\sigma = \frac{F}{S} \left( 1 + \beta \frac{L^2 S}{I_x} \right) \leq [\sigma]$$

où:

•  $[\sigma]$ : la contrainte admissible, pour l'acier A37;  $[\sigma] = \frac{\sigma_E}{S} = \frac{370}{4} = 92,5 \text{ N/mm}^2$

•  $F$ : la force qui sollicite le support à la compression;  $F = \frac{4278 \cdot \cos 20}{2}$

$$F = 2010 \text{ N}$$

•  $S$ : la section du support;  $S = 1070 \text{ mm}^2$

•  $I_x$ : moment d'inertie de la section en U à partir du tableau [7] on a:  $I_x = 213000 \text{ mm}^4$

•  $\beta$  : est un coefficient qui ne dépend que de la nature du matériau considéré pour l'acier  $\beta = 0,0001$

•  $L = \mu l$  la longueur libre de voûtement

$l$  : longueur vraie du support

$$l = \frac{750}{\cos 20^\circ} = 798,13 \text{ mm}$$

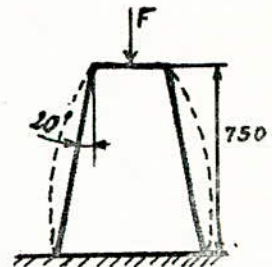


figure 12.1

•  $\mu$  : est un coefficient dépendant des conditions aux limites et des modes de chargement des supports, or dans notre cas, il s'avère que la déformation due au flambage du support sera comme l'indique la figure 12.1. Par conséquent, les extrémités du support seront considérées encastrées. Alors :

$$L = 0,7l = 0,7 \cdot 798,13 = 558,7 \text{ mm}$$

finalement on a :

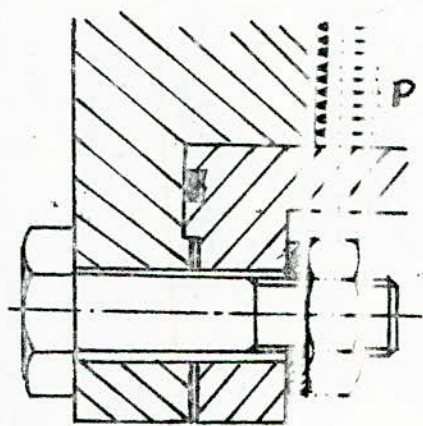
$$\sigma = \frac{2010}{1070} \left( 1 + 0,0001 \cdot \frac{558,7 \cdot 1070}{21000} \right) = 2,17 \text{ N/mm}^2$$

On remarque que  $\sigma \ll [\sigma]$ . Donc il n'y a pas de risque de flambage, et les supports sont très rigides.



### 13. Calcul des boulons de serrage des brides

Ces boulons assurent la liaison des différentes sections constituant le tube à choc. Nous ferons le calcul pour les boulons de la bride extrême du tube moteur, car ils sont plus sollicités par la force due à la pression maximale agissant à l'intérieur de ce tube. La figure suivante est le schéma de calcul.



La force de serrage minimale nécessaire pour que les pièces à serrer soient toujours comprimées est donnée par [7] :

$$F > Q \cdot \frac{E_1 \cdot S_1}{E_1 S_1 + E_2 S_2} \quad \text{avec :}$$

$Q = \frac{P \cdot S}{k}$  : est la force due à la pression  $P$  agissant sur la surface  $S$  de la section intérieure du tube.

$k$  : est le nombre de boulons repartis à égale distance autour du tube. Prenons  $k = 6$

$$\text{d'où } Q = \frac{10 \cdot (\pi \cdot 100^2 / 4)}{6} = 13210 \text{ N}$$

On suppose que la force de serrage réelle  $F$  dépasse de 25% la

- force de serrage minimale.
- $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  (Les deux pièces à serrer en acier).
- $S_1 = \frac{\pi}{4} (116^2 - 100^2) = 2714,3 \text{ mm}^2$
- $S_2$  : la section du boulon à déterminer.

La valeur de l'effort que doit supporter le boulon pendant la marche est [7] :

$$R = F + Q \frac{S_2}{S_1 + S_2} = 1,4 Q \cdot \frac{S_1}{S_1 + S_2} + Q \cdot \frac{S_2}{S_1 + S_2}$$

$$\text{d'où } \frac{R}{S_2} = \frac{Q}{S_1 + S_2} \left( \frac{1,4 S_1 + S_2}{S_2} \right) \leq [\sigma] \text{ ----- (**)}$$

Si on choisie l'acier XC38 dont la contrainte admissible est égale à  $155 \text{ N/mm}^2$  (on considère le même coefficient de sécurité  $s=4$ ).  
On peut alors déterminer la section du boulon  $S_2$  à partir de l'équation (\*\*).

$$S_2 (S_1 + S_2) [\sigma] \geq Q (1,4 S_1 + S_2) \Rightarrow S_2^2 + S_1 S_2 \geq \frac{Q}{[\sigma]} (1,4 S_1) = 0$$

$$\Rightarrow S_2^2 + 2629,8 S_2 - 320917,8 = 0 \text{ equation de second degré à une seule inconnue } S_2. \text{ La solution de cette équation est : } S_2 = 116,84 \text{ et } S_2' = -5493,3$$

$S_2'$  est rejetée donc  $S_2 = 116,84 \text{ mm}^2$ .

D'après l'équation (\*\*)  $S_2$  doit être  $\geq 116,84$ , par conséquent :

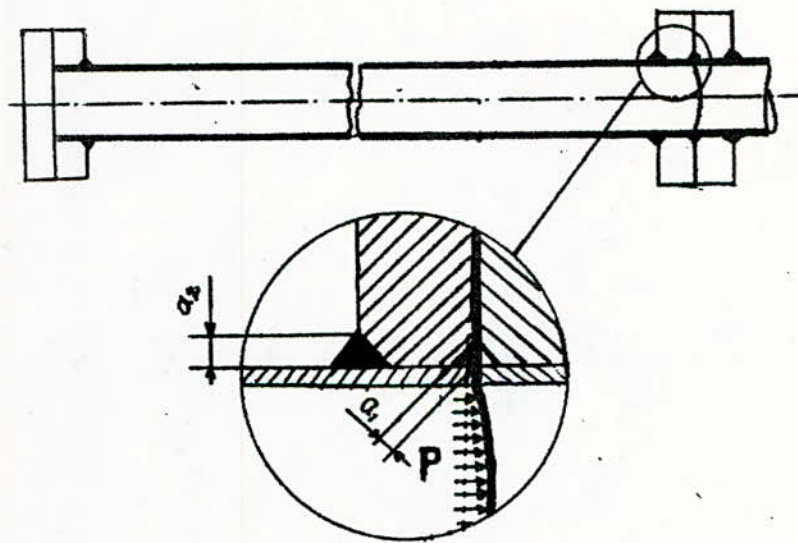
$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 116,84}{\pi}} = 12,2 \text{ mm}$$

On adopte  $d = 16 \text{ mm}$

## 14. Calcul de la soudure

L'assemblage des brides sur les différents tubes est réalisé par soudage, car c'est un assemblage permanent qui exige une liaison étanche de haute résistance.

Pour le calcul, on considère le schéma de la figure 14.1. Donc on fait le raisonnement pour la soudure la plus chargée, c'est à dire les cordons de soudure des brides du tube moteur.



Les cordons de soudure sont soumis à l'action de la force de pression intérieure  $P$  qui tend à séparer les deux brides ce qui provoque un cisaillement au niveau des racines des cordons de soudure. Cette force est :

$$F = P \cdot S = 10 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 78539,8 \text{ N}$$

La condition de résistance des soudures est donnée par la

Cisaillement maximum :

$$\tau_{\max} = \frac{F}{S} = \frac{F}{a \cdot l_u} \leq [\tau] \quad \text{avec :}$$

•  $F = 78539,8 \text{ N}$

•  $l_u$  : la longueur utile du cordon de soudure .

$$l_u = \pi \cdot D = \pi \cdot 116 = 364,4 \text{ mm}$$

•  $a$  : racine du cordon de soudure ;  $a = a_1 + a_2$

$$[\tau] = \frac{\sigma_e}{S} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_{eH}}{S} \cdot \gamma$$

•  $S$  : coefficient de sécurité , prenons  $S = 4$

•  $\gamma$  : un coefficient qui dépend du procédé d'exécution de la soudure . Pour une soudure exécutée manuellement ;  $\gamma = 0,8$

•  $\sigma_{eH}$  : limite d'élasticité du métal de base . En choisissant le matériau du tube , comme métal de base , on aura :  $\sigma_{eH} = 350$

$$\text{d'où : } [\tau] = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{350}{4} \cdot 0,8 = 40,41 \text{ N/mm}^2$$

Finalement la condition de résistance donne :

$$a \geq \frac{F}{[\tau] \cdot l_u} = \frac{78539,8}{40,41 \cdot 364,4} = 5,33 \text{ mm}$$

A titre de sécurité on adopte ;  $a = 10 \text{ mm}$

Comme  $a = a_1 + a_2$  , on doit choisir  $a_1$  et  $a_2$  de telle façon que  $a_1$  et  $a_2$  soient inférieures à l'épaisseur du tube , pour éviter la distorsion du matériau du tube . Donc on peut choisir :

$$a_1 = 6 \text{ mm} \quad \text{et} \quad a_2 = 4 \text{ mm} .$$

## CONCLUSION

Le tube à choc, est un outil de recherche assez puissant de la gazo-dynamique, puisqu'il nous permet de travailler dans le sub- dans le super- et dans l'hypersonique. Comme il peut servir aussi bien aux travaux didactiques de graduation, qu'aux travaux de recherche au niveau de la post-graduation.

Nous pensons que par ce modeste travail, nous aurons contribué à l'installation futur d'un tube à choc dans le département de Genie mécanique.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Encyclopédie des sciences industrielles . Quillet
  - [2] : Résistance des matériaux . I. MIROLIU4BOV et COLI
  - [3] : Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur T5 F. Bern
  - [4] : Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur. T1 F. Bern
  - [5] : THOMSON ball. bushings for linear motion.
  - [6] : Résistance des matériaux . R. Basquin et G. Lemasson
  - [7] : Aide-memoire ; calcul en construction mécanique . Dunod
- Guide du dessinateur industriel . A. chevalier .  
Chocs et ondes de choc ( Tome II ) André L. Jaumotte  
Tube à choc I.I Glass

