

REPUBLIQUE DU SENEGAL

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

Gm. 0210

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

TITRE CONCEPTION ET CONSTRUCTION D'UN MODELE EXPERIMENTAL D'UNE
GENERATRICE ELECTRIQUE ALIMENTEE PAR L'ENERGIE DES VAGUES

AUTEUR: Victorin VEDOGBRTON

DIRECTEUR: M. Maurice DUVAL

CO-DIRECTEUR: M. I. RADULESCU

DATE: JUIN 1991

<<Et puis, ce que vaut un homme c'est tellement ce qu'il devient.

Moi je ne sais pas ce qu'il est.>>

Antoine de SAINT-EXUPERY

À sa famille

À ses parents

À sa future épouse

À tous ses amis.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier mon maître de projet : M. Maurice DUVAL, professeur, à l'école Polytechnique de Thiès pour son assistance permanente dans le bon déroulement de mon travail.

Signalons par ailleurs que c'est grâce à lui que ce projet de recherche initié depuis l'année dernière, a pu continuer pour devenir une réalité dans les années à venir.

Egalement, je rends hommage à :

- M. Alassane Diène Technicien de dessin à l'école Polytechnique, chargé des travaux d'atelier.

- M. Balif GAYE Ingénieur, chargé des Travaux de laboratoire de machines Thermiques,

- M. FAYE l'ouvrier de l'atelier,

qui m'ont sérieusement aidé dans la construction de la machine.

Je dois beaucoup de reconnaissance à M. Bernard ANJHA de la Météo Nationale de Dakar et à M. Bermain A. TCHALLA (Héologue chef-service gestion des activités nationales de l'ASECNA à Dakar) pour leur contribution généreuse et désintéressée.

Enfin, je remercie tous ceux qui d'une manière ou d'une autre, ont contribué à l'accomplissement de ma mission.

SOMMAIRE

Dans le domaine de la recherche sur les systèmes non polluants de production d'énergie, beaucoup de chercheurs et ingénieurs ont axé leur recherche sur l'utilisation de la force des marées, des courants et des vagues qui sont gorgés d'énergie.

Ce présent document est un rapport de fin d'études sur un projet intitulé Conception et Réalisation d'une machine de conversion d'énergie des vagues en énergie électrique.

A ce sujet, nous avons conçu et réalisé un modèle réduit d'un système de production d'électricité à partir de l'énergie des vagues. Ce modèle réduit constitue un avant goût pour des installations de grands systèmes de production d'électricité qui seront évidemment bien protégées contre la tempête et autres aléas.

Le rapport comprend trois phases à savoir :

- Principes et problématiques liés à la machine
- Conception et réalisation d'un modèle réduit
- Calculs de dimensionnement d'un prototype de 0.5 kW

et enfin un volet économique qui traite des coûts globaux de la machine et sa rentabilité pour une durée de vie de 5 ans

Ce document scientifique comporte également quelques documentation tirées dans la littérature , qui constituent des références de base.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	1
SOMMAIRE	11
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE I	
1.1 Principe de base	4
1.2 Principe de fonctionnement de la machine.....	4
1.3 Problématique du système	6
1.3.1 Stabilité spatiale et problématique des courants marins	6
LES PROBLEMATIQUES DU MECANISME	
1.3.2 Problématique du stockage	10
1.3.2.1 Problématique du contrôle de l'immersion	10
1.3.2.2 Problématique liée l'entraînement de la génératrice ..	11
1.3.2.2.1 Stockage d'énergie par ressort de torsion	11
1.3.2.2.2 Stockage d'énergie par un circuit hydraulique	14
1.3.2.2.2.1 Description du circuit hydraulique	15
1.3.3 Problématique de corrosion	21
1.3.4 Problématique de l'étanchéité	21
1.3.5 Problématique de transport d'énergie	21
CHAPITRE II CONCEPTION ET REALISATION D'UN NOBLE REDUIT	22
2.1 Phase de la conception	22
2.1.1 But	22
2.1.2 Calculs de dimensionnement	22
2.1.2.1 Dimensionnement du caisson	22
2.1.2.2 Dimensionnement du câble	25
2.1.2.3 Dimensionnement du labour	25

2.1.2.4 Dimensionnement de l'arbre -----	29
2.1.2.5 Calcul de choix des roulements -----	32
2.1.2.6 Dimensionnement du frein -----	34
2.1.2.7 Dimensionnement du ressort de rappel -----	38
2.1.2.8 Vérification de la flottaison du caisson -----	40
2.2 Phase de la réalisation -----	41
2.2.1 Le matériel -----	41
2.2.2 Dessins techniques de réalisation -----	41
2.2.3 Méthodes utilisées -----	41
2.2.4 Etude du coût global -----	47
CHAPITRE III DIMENSIONNEMENT D'UN PROTOTYPE DE 0.5 KM -----	49
3.1 Energie disponible -----	49
3.1.1 La houle -----	49
3.1.1.1 Energie de la houle -----	49
3.2 Dimensionnement -----	51
3.2.1 Dimensionnement du caisson -----	51
3.2.2 Dimensionnement du câble -----	52
3.2.3 Dimensionnement du tambour -----	55
3.2.4 Dimensionnement du ressort de rappel -----	55
3.2.5 Dimensionnement de l'arbre -----	57
3.2.6 Choix des roulements -----	61
3.2.7 Choix des éléments du circuit hydraulique -----	64
3.2.7.1 Choix de la pompe et du moteur -----	64
3.3 Etude des coûts globaux -----	66
3.4 Etude de rentabilité financière -----	66
3.4.1 Recettes -----	66
3.4.2 Dépenses -----	68

3.4.3 Evaluation financière -----	68
CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS -----	70
ANNEXES -----	71
BIBLIOGRAPHIES -----	77

INTRODUCTION

L'énergie, à l'heure où l'évolution technologique bat son plein, est devenue le bien le plus précieux dont l'humanité ne peut se passer.

Quotidiennement, il nous paraît tout à fait normal, d'obtenir de la lumière en appuyant sur un bouton ou de monter à bord d'une voiture et de parcourir des centaines de kilomètres. La consommation de l'énergie est devenue habituelle, indispensable voire inhérente à la vie et au développement des nations.

De par son importance, que faut-il faire, étant donné que les ressources mondiales traditionnelles (le pétrole), bien qu'il y en ait encore pour quelques années, ne sont pas inépuisables. Qu'il s'agisse de la production ou de l'utilisation de l'énergie, toutes les nations riches et pauvres se trouvent depuis des années en présence d'une effrayante question de continuité. Quelle politique adopter ? Telles ont été les questions de plusieurs chercheurs et ingénieurs qui ont, depuis des années, penché sur d'autres possibilités énergétiques de remplacement .

Le domaine que nous abordons dans ce présent projet est celui de l'énergie des océans: source intarissable d'énergie mais difficile à extraire.

La conquête de nouvelles formes d'énergie uniquement au niveau océan, a permis aux chercheurs d'identifier plusieurs formes à savoir :

-l'énergie des courants: une forme indirecte de l'énergie solaire, si l'on sait que les courants sont dus à des effets thermiques du soleil sur les eaux |

-l'énergie des marées:les marées résultant des effets combinés de la lune et du soleil sur les eaux maritimes, ont une énergie dont la récupération engendre des investissements très coûteux ;

-l'énergie des vagues: cette forme d'énergie est également due aux effets soliens sur la mer.

Mais si l'exploitation de l'énergie des marées est limitée et problématique et

être inapplicable à de petites installations, pourquoi ne pas se tourner vers les vagues ?

Le moteur, ici, ce ne sont plus les attractions combinées de la lune et du soleil, mais tout simplement le vent, qui représente d'ailleurs une forme déguisée de l'énergie solaire.

On a déjà proposé plusieurs dispositifs pour prélever cette énergie, mais leur application sur une grande échelle pose encore un certain nombre de problèmes. Actuellement deux possibilités se présentent : ou bien transformer le mouvement des vagues en variations de pression à l'aide d'un système approprié, ou bien convertir ce mouvement ondulatoire en mouvement de rotation par l'intermédiaire d'éléments mécaniques. C'est surtout cette deuxième possibilité qui esorte la faveur des ingénieurs. C'est ainsi que le Dr. B. Balter de l'université d'Edimbourg (Grande Bretagne) a conçu une série de turbines animées d'un mouvement de balancier et C. Cockerell, des cases de 20 mètres de long actionnant un alternateur. Rien de concret n'a encore été réalisé mais d'après les calculs il ressort que la puissance des vagues, pour une hauteur moyenne, représente 75 watts par mètre de front. Ainsi, une chaîne de Balter's duck (nom donné au dispositif du Dr. Balter en raison de son mouvement en canard) installé sur 400 km, entre l'Irlande et les Nouvelles - Hébrides, permettrait d'économiser 17 millions de tonnes de pétrole par an.

Chiffre intéressant, mais anecdotique, car il ne semble pas que l'exploitation de l'énergie des vagues, comme celle des marées connaisse un grand développement dans les années à venir.

C'est la poursuite de l'oeuvre de ces chercheurs et ingénieurs qui attirera l'attention des gens sur le présent projet consacré à la conception d'un nouveau modèle de machine flottante qui convertit l'énergie des vagues en énergie électrique.

Vu la portée historique de ces recherches dans le domaine de l'énergie naturelle, nous devons les pousser très loin avec persévérance afin de sauver

le monde de l'impasse énergétique de dessin.

CHAPITRE I

1.1 PRINCIPE DE BASE

Notre objectif est de récupérer d'une façon optimale l'énergie des vagues grâce à une installation simple et d'application générale sur la côte. La technique utilisée pour la conception de la machine est essentiellement basée sur la fausse poussée d'Archimède. C'est une force due à l'immersion d'un solide dans un liquide (eau).

Le principe consiste à récupérer le travail produit par la poussée d'Archimède d'un caisson flottant lié à un massif d'ancrage par l'intermédiaire d'un câble associé à un mécanisme contenu dans le caisson.

1.2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE

Au passage d'une vague, le caisson monte. Cette montée du caisson, le prise à un tambour autour duquel est enroulé un câble ancré au fond de la mer, un mouvement de rotation qui agit sur un organe accumulateur d'énergie. L'énergie accumulée est progressivement restituée à la génératrice qui tourne à vitesse constante grâce à un régulateur de vitesse. Après passage de la vague, un élément de rappel rebobine le câble déroulé (lors de la montée du caisson) pour y maintenir un minimum de tension qui assure sa verticalité.

Pour faciliter la construction de la machine, le caisson sera prismatique à fond rectangulaire. Son sens long sera orienté parallèlement à la côte ou au front de vague général que l'on trouve sur le site d'installation. (voir figure 1)

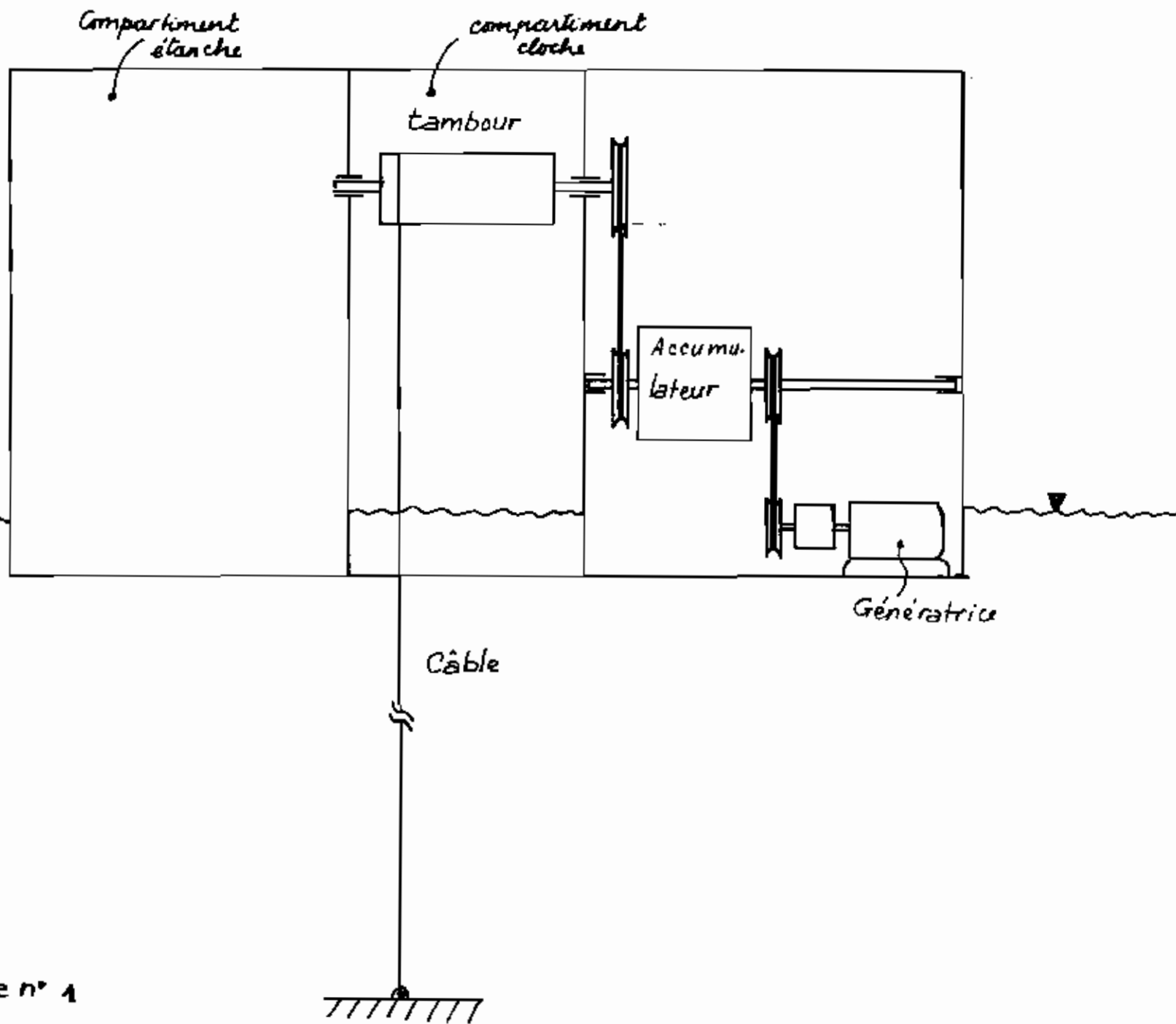


Figure n° 1

1.3 PROBLEMATIQUE DU SYSTEME

La conception de cette machine de conversion d'énergie des vagues en énergie électrique pose un certain nombre de problèmes qui nécessitent absolument un apport de solution.

1.3.1 STABILITE SPACIALE ET PROBLEMATIQUE DES MAREES

La stabilité de la machine installée sur mer doit être affectée par les effets éoliens à la surface comme à l'intérieur de la mer. (voir figure 2)

Pour pallier cela, nous devons éviter d'installer la machine à proximité du littoral où les vagues sont en général déferlantes. De même les effets éoliens à la surface seront contrôlés par un système de câbles stabilisateurs qui supprime quelques degrés de liberté au caisson. Seul le mouvement vertical sera permis. Au niveau du câble d'amarrage, des précautions doivent être prises pour parer aux effets des courants marins sur la verticalité du câble moteur. Aussi nous avons prévu un point d'amarrage stable aussi près de la surface que le permettent les marées. Ce point correspond à un flotteur immergé relié à trois chaînes formant un trépied dont l'écartement est assuré par trois blocs d'ancrage.

Le câble moteur assurant la transmission est relié directement à ce flotteur immergé dont la poussée assure la rectitude des chaînes. (voir figure 3)

Cette solution a été retenue comme la moins coûteuse pour éliminer les ailes de fonctionnement et les pertes d'énergie qu'entraînerait une courbure et une dérive d'un long câble simplement amarré au fond.

Soit F la force dans le câble lorsque la vague passe.

L'énergie produite par la vague serait :

$$W = F \times H$$

avec H la hauteur de la vague

Mais l'énergie effective récupérée par la machine est de :

$$W_{eff} = F \times d \quad (\text{voir figures 4 et 5})$$

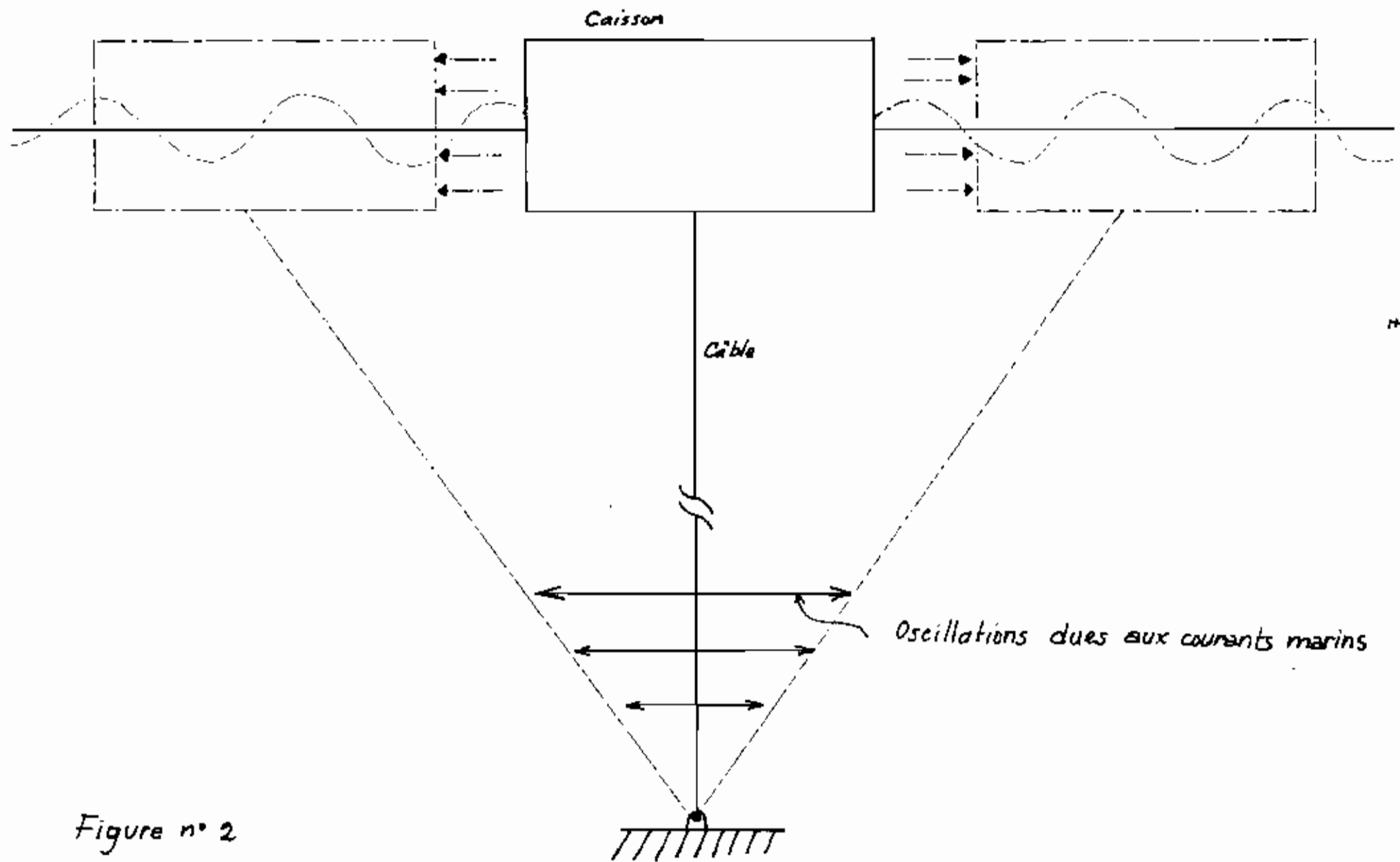


Figure n° 2

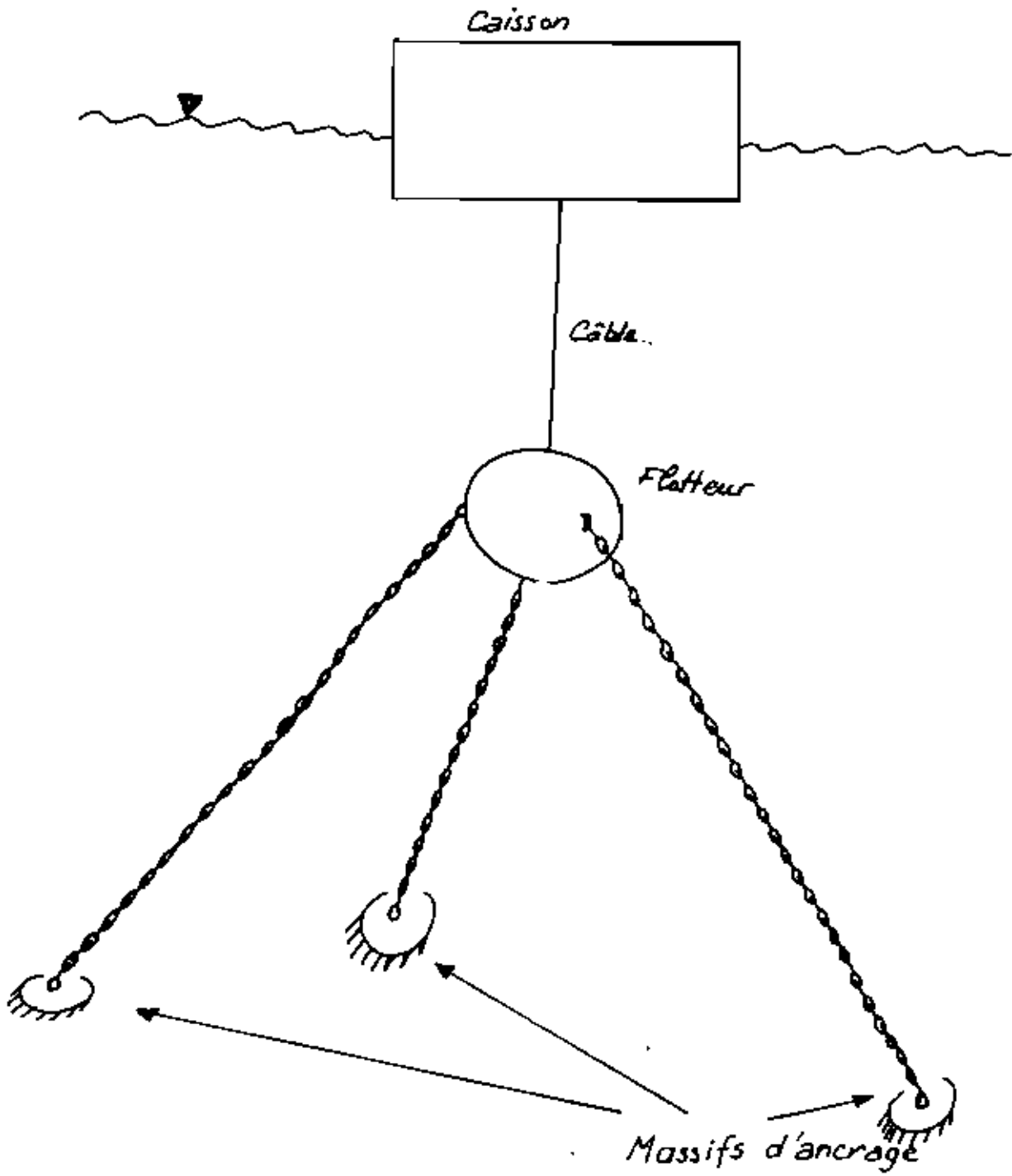


Figure n°. 3

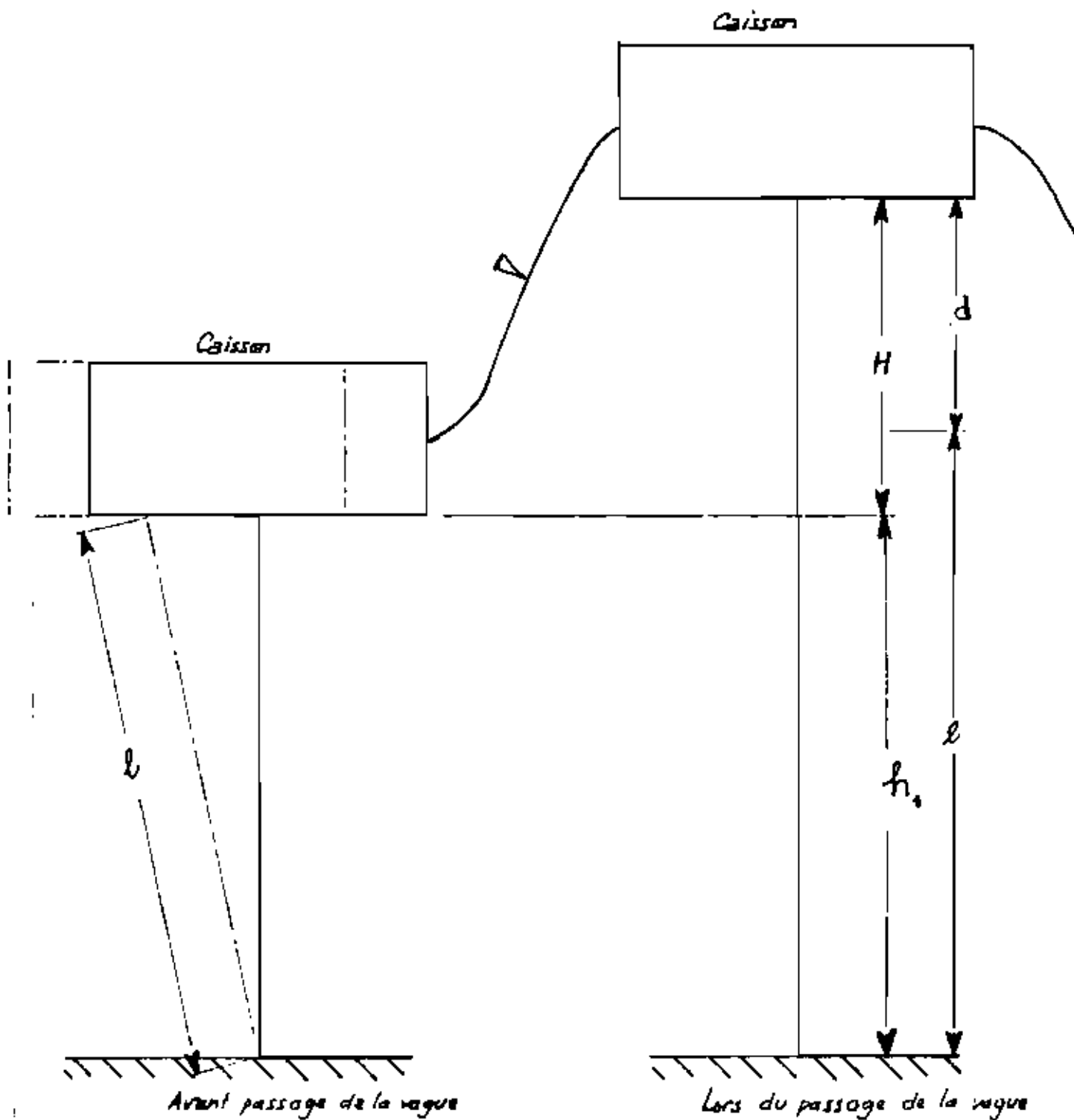


Figure n° 4

Figure n° 5

avec d le déplacement effectif du caisson, le reste de l'énergie fournie par la vague M_{pertes} est utilisé pour tendre verticalement le câble avant la montée du caisson.

$$M_{pertes} = F \times (H - d)$$

Cette énergie M_{pertes} constitue une perte d'énergie dues à la dérive du aux courants marins

LES PROBLEMATIQUES DU MECANISME

1.3.2 PROBLEMATIQUE DU STOCKAGE

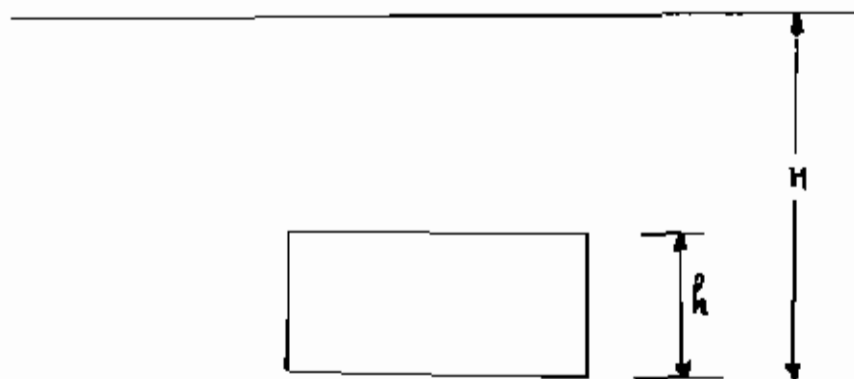
Le stockage d'énergie dans le système pour une régulation de vitesse pose un sérieux problème pour le choix d'une solution optimale.

Etant donné que la génératrice tourne à vitesse constante et que les vagues passent périodiquement, comment traiter cette énergie périodique des vagues afin d'obtenir cette vitesse constante pour une production continue d'énergie électrique.

1.3.2.1 PROBLEMATIQUE DU CONTROLE DE L'IMMERSION

Le fonctionnement de la machine est basé sur le déplacement vertical du caisson. Pour maximiser le travail de ce déplacement, nous devons tenir compte de la hauteur du caisson relativement à sa surface tout en contrôlant l'immersion du caisson à partir de la force F générée sur le câble serré.

- Détermination de la hauteur d'immersion du caisson



H = hauteur de vague
 h = hauteur d'immersion

Le travail fourni par le déplacement $(H - h)$ est donné par la formule suivante

$$W = F \times (H - h) \quad (2)$$

F est égale à la poussée d'Archimède du caisson immergé à h. Le mécanisme permettant le maintien d'un couple constant,

F est constant et le mouvement débute à partir de cette immersion.

$F = \gamma \times A \times h$ avec A la surface de base du caisson
 γ le poids spécifique de l'eau

$$\begin{aligned} W &= \gamma \times A \times h \times (H - h) \\ &= \gamma \times A \times (H \times h - h^2) \end{aligned}$$

h est minimale si la dérivée du travail W par rapport à h est égale à zéro. Ce qui donne une valeur minimale de :

$$h = \frac{1}{2} H \quad (3)$$

Pour une hauteur de vague H, nous devons dimensionner

un caisson de hauteur au moins égale à la moitié de celle de la vague.

Cette hauteur nous permet de maximiser l'énergie qui sera récupérée par la machine. Mais la question de continuité dans la production de l'énergie électrique reste toujours posée.

1.3.2.2 PROBLÉMATIQUE LIÉE À L'ENTRAÎNEMENT DE LA GÉNÉRATRICE

La contrainte pour un fonctionnement normal est de pouvoir entraîner la génératrice avec une vitesse constante.

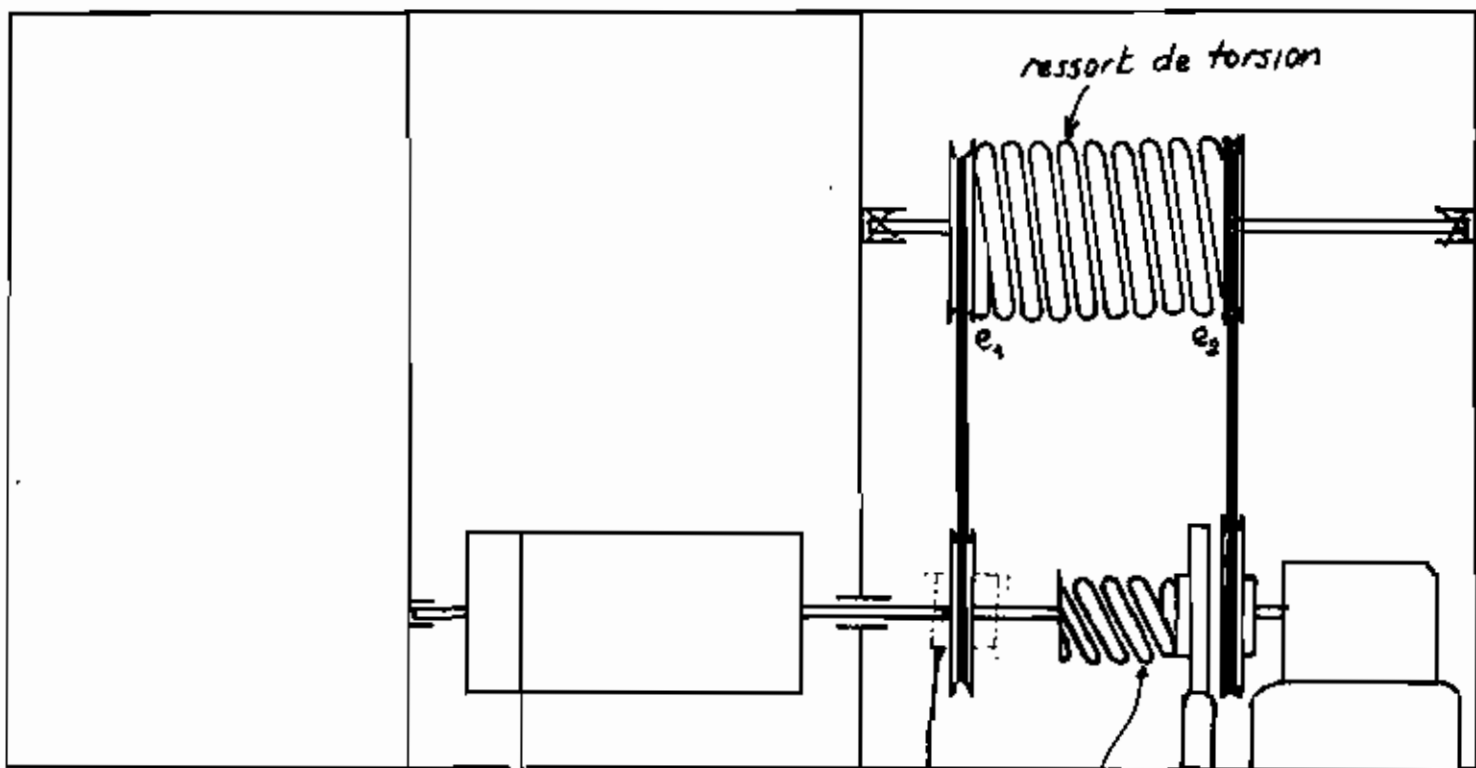
Cette condition semble difficile à respecter d'autant plus que le passage des vagues n'est qu'approximativement périodique.

Plusieurs solutions ont été proposées, mais après analyses, deux solutions seulement ont retenu notre attention.

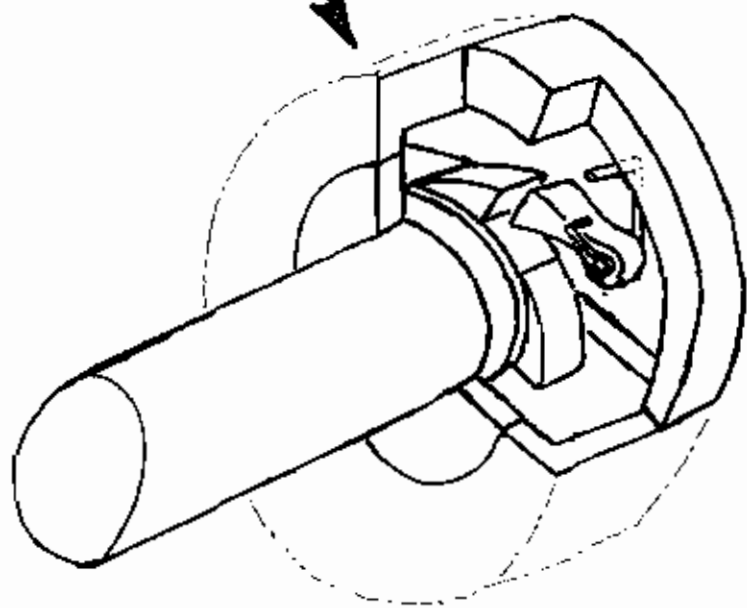
1.3.2.2.1- STOCKAGE D'ÉNERGIE PAR RESSORT DE TORSION

Au passage de vagues, l'énergie est accumulée dans un ressort de torsion, puis restituée progressivement à la génératrice par l'intermédiaire d'un système de multiplication et de régulation de vitesse. (voir schéma 6)

La montée du caisson au passage d'une vague imprimée au tambour (autour duquel est enroulé un câble ancré au fond de la mer), un mouvement de



ressort de rappel



Roue libre et ricochet

Figure n° 6

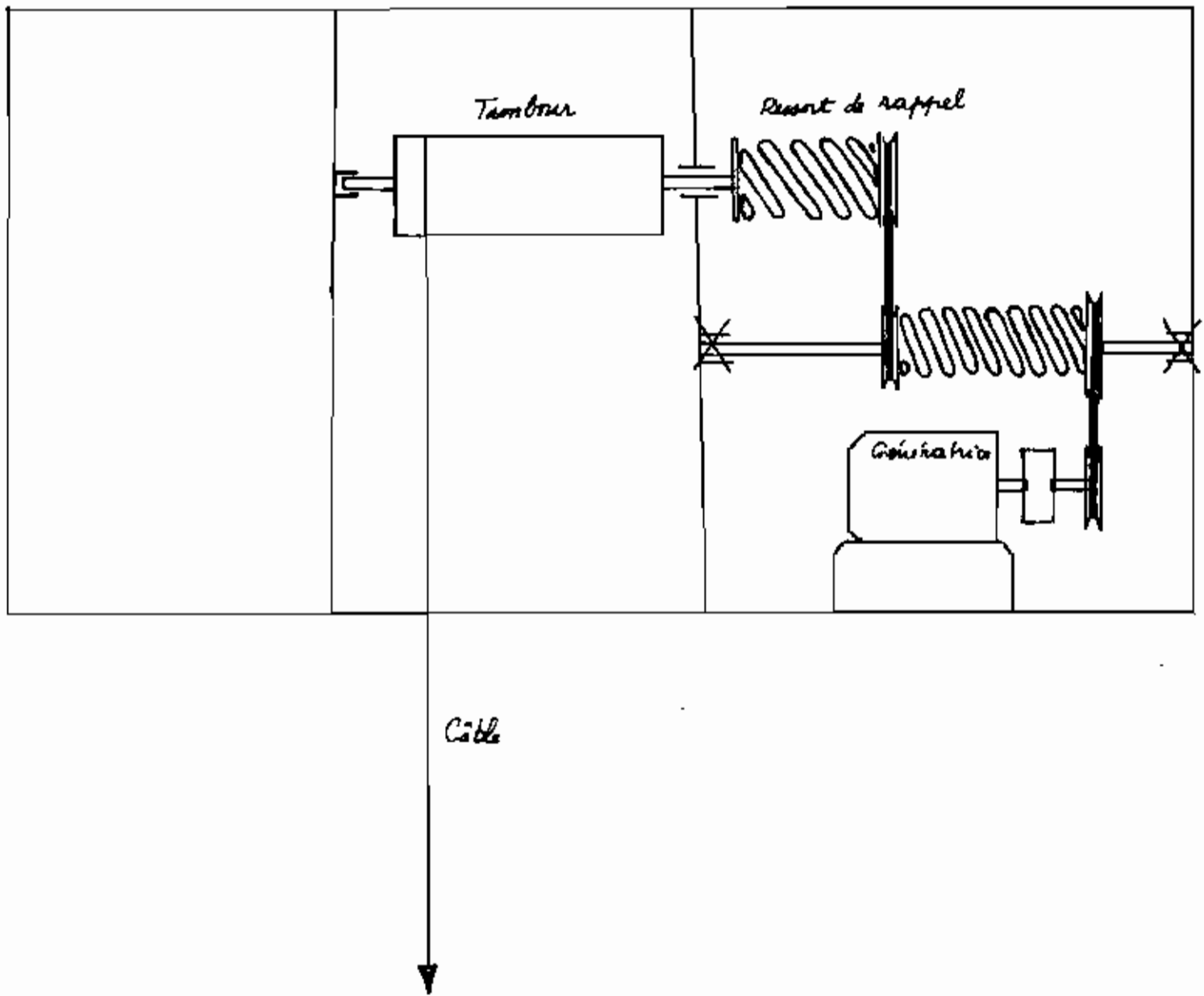


Figure n° 7

rotation qui, par multiplication de vitesse, agit sur le ressort de stockage d'énergie par l'extrémité (e₁). L'énergie accumulée par ce ressort est progressivement restituée à la génératrice par l'extrémité (e₂) sous forme d'un mouvement rotatif du rotor à vitesse constante.

De même dans la deuxième moitié de la période des vagues, le ressort de rappel joue un rôle de maintien d'un minimum de tension dans le câble. Ainsi étant déjà en tension au passage des vagues, le ressort de rappel imprime un mouvement de rotation autour du tambour dans le sens inverse pour rebobiner le câble déroulé lors de la montée du caisson.

Le maintien d'une vitesse constante à la sortie du système mécanique est dû essentiellement à un régulateur de vitesse: le volant.

Cette solution présente cependant une objection majeure.

En fait l'énergie pouvant être emmagasinée par un ressort de stockage est très faible par rapport à l'énergie des vagues disponible même s'il n'y a aucune perte d'énergie dans les divers éléments du système et même si le ressort de stockage a un rendement de 100%.

Une autre objection est liée à un problème de fabrication et donc de coût du ressort et d'encombrement quand l'énergie à emmagasiner devient quelque peu élevée.

1.3.2.2.2 - STOCKAGE D'ENERGIE PAR UN CIRCUIT HYDRAULIQUE

Vu les imperfections liées au fonctionnement du premier modèle dans lequel le stockage d'énergie se faisait dans un ressort, nous avons pensé à un autre mode de stockage d'énergie plus fiable qui n'engendre pas trop de pertes: le stockage d'énergie dans un circuit hydraulique.

C'est un système de transmission d'énergie qui, ici, offre un intérêt majeur du point de vue stockage d'énergie et régulation de vitesse à la sortie.

Un circuit hydraulique forme un système rigide pouvant exercer des déplacements précis, rapides ou lents tout en exerçant de grandes forces dans le minimum d'espace et avec le minimum de poids.

Les déplacements effectués peuvent être linéaires relatifs continus ou intermittents. Ils peuvent aussi être réversibles et ce, même à des fréquences élevées.

Les temps de réponse sont rapides.

Ce système est fiable et de longue durée lorsqu'il est bien conçu et bien utilisé.

Evidemment aucun système n'est sans désavantages.

Pour les systèmes hydrauliques, le fluide doit être maintenu dans une condition d'extrême propreté.

Ceci exige un système de filtration efficace qui demande un entretien fréquent et régulier.

Les fuites dans les éléments moteur et pompe et les pertes de charge dues à l'écoulement du fluide contribuent à diminuer le rendement.

Les coûts d'implantation et d'entretien sont généralement supérieurs à ceux des autres types de systèmes (mécanique, électrique).

Mais malgré certains désavantages le système hydraulique a toujours un rendement acceptable et surtout son fonctionnement répond bien aux résultats escomptés étant donné qu'il permet le stockage et la régulation. Notre choix final porte donc sur un système à circuit hydraulique pour assurer l'interface entre le câble "moteur" et la génératrice.

1.3.2.2.2.1 DESCRIPTION DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

LA POMPE

La pompe est actionnée par le couple de sortie du tambour. Elle pompe de l'huile à travers le circuit de transmission de l'énergie dans les accumulateurs et puis le reste agit directement sur le moteur pour faire tourner la génératrice.

L'ACCUMULATEUR N°1

C'est l'accumulateur qui joue le rôle de ressort de rappel dans le mécanisme. (voir figure 8). Il constitue une variante au système à rappel par ressort.

Après le dimensionnement du ressort de rappel on constate qu'il nous faut une force de rappel F_r dans le ressort pour permettre le rebobinage du câble déroulé pendant la montée du caisson. Le calcul des caractéristiques de cet accumulateur pourra se faire à partir de cette force et de la cylindrée de la pompe réversible. Ce système de rappel présente cependant un défaut qui est lié à l'étanchéité des composants de la pompe.

Aussi il ne peut garantir le maintien d'un couple statique pendant un temps prolongé. Il faudra donc être associé au système à ressort pour éviter tout atées de fonctionnement.

L'ACCUMULATEUR N° 2

L'accumulateur n°2 sert à régulariser la vitesse du moteur plus précisément de la génératrice. C'est lui qui va stocker une partie de l'énergie récupérée à la vogue et la restituer progressivement à la génératrice qui doit tourner à vitesse constante. Le clapet se ferme quand le mouvement de la pompe s'inverse à la descente du caisson et permet ainsi l'utilisation de l'énergie stockée dans l'accumulateur n°2 vers le moteur.

LE MOTEUR

Le moteur est actionné par un débit de fluide Q_e avec une pression p_e qui sont fonction de la charge de la génératrice.

A la sortie du moteur on a une vitesse de sortie v_m égale à la vitesse de la génératrice, un couple de sortie T_m et une puissance P_m . Le moteur doit avoir une cylindrée fixe pour répondre à la variation de couple moteur T_m due à la charge variable de la génératrice.

LE REGULATEUR DE DEBIT

Pour compenser les changements de pression dans le circuit un régulateur de débit est placé à l'entrée du moteur pour ajuster le débit Q_e

Circuit Hydraulique n° 1

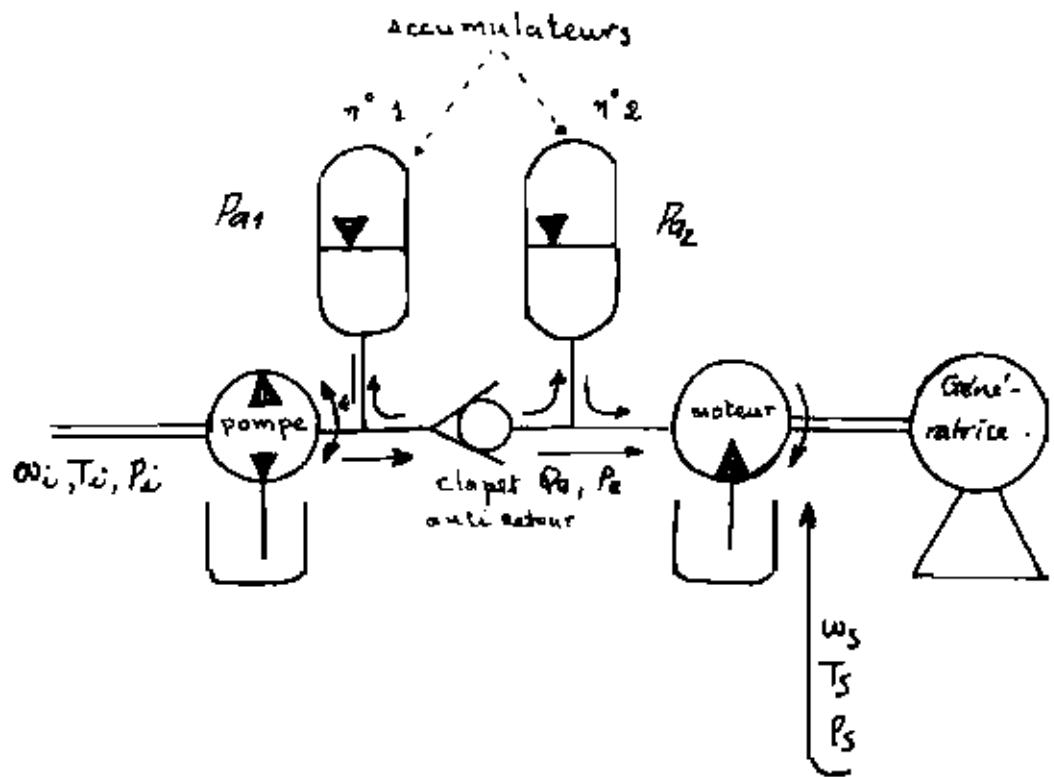


Figure n° 8

STOCKAGE D'ENERGIE PAR CIRCUIT HYDRAULIQUE
AVEC ACCUMULATEUR DE RAPPEL.

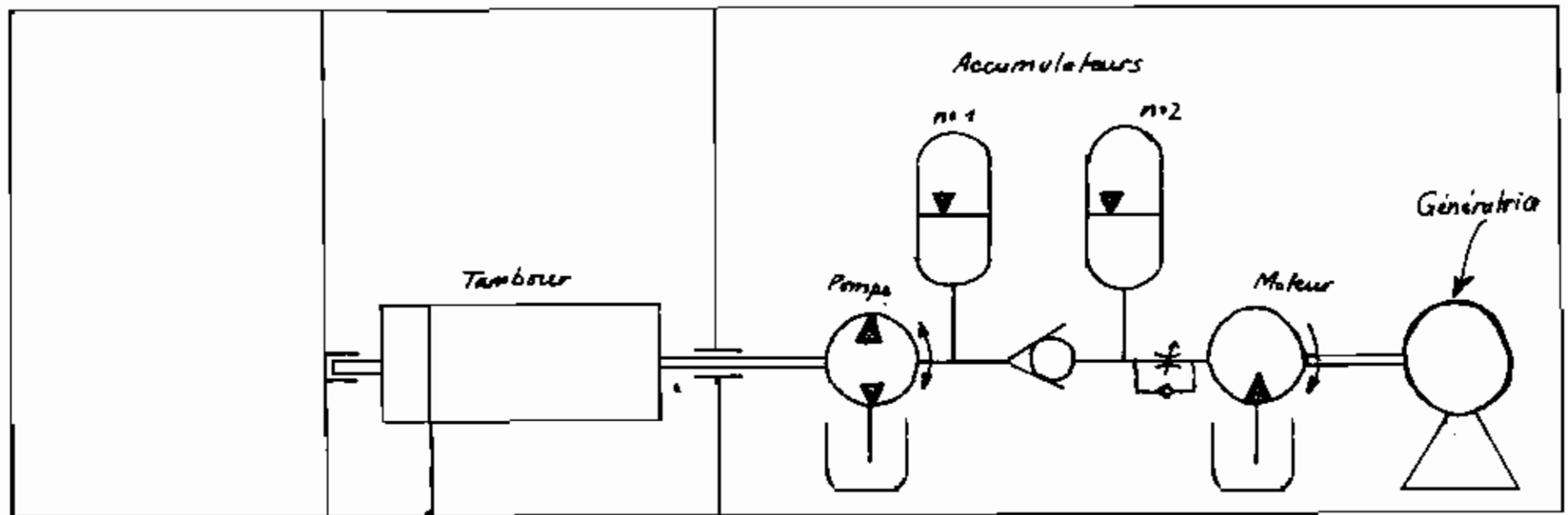


Figure n° 9

STOCKAGE D'ENERGIE PAR CIRCUIT HYDRAULIQUE
AVEC RESSORT DE RAPPEL.

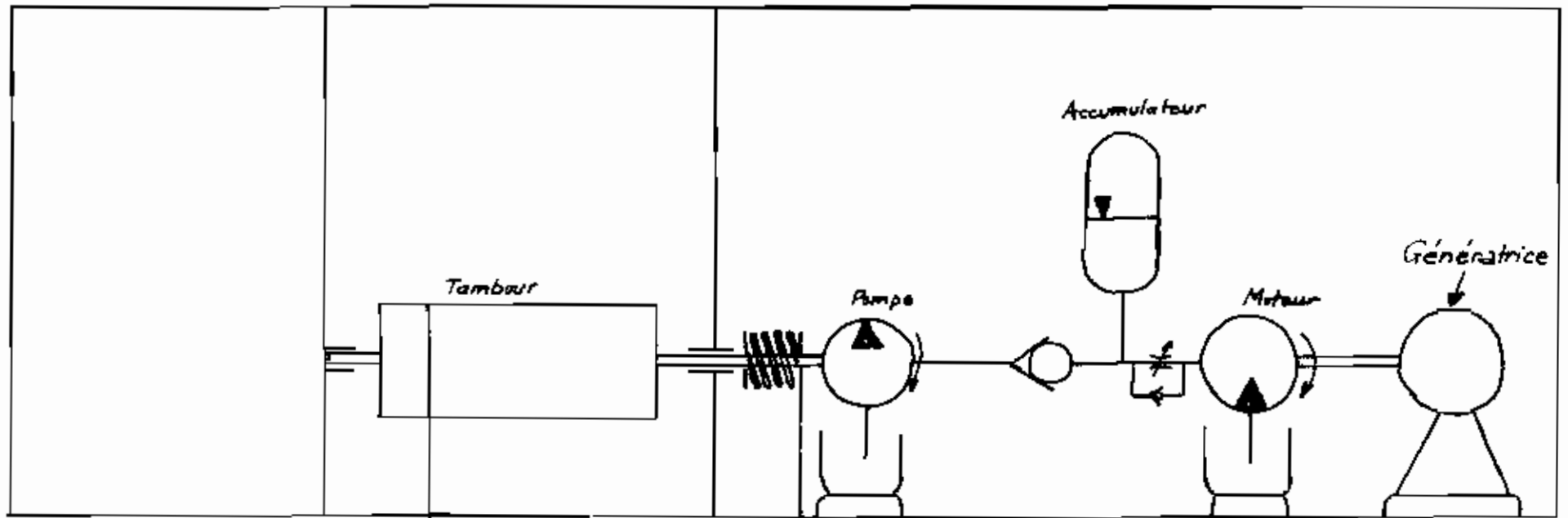


Figure n° 10

CIRCUIT HYDRAULIQUE n°2

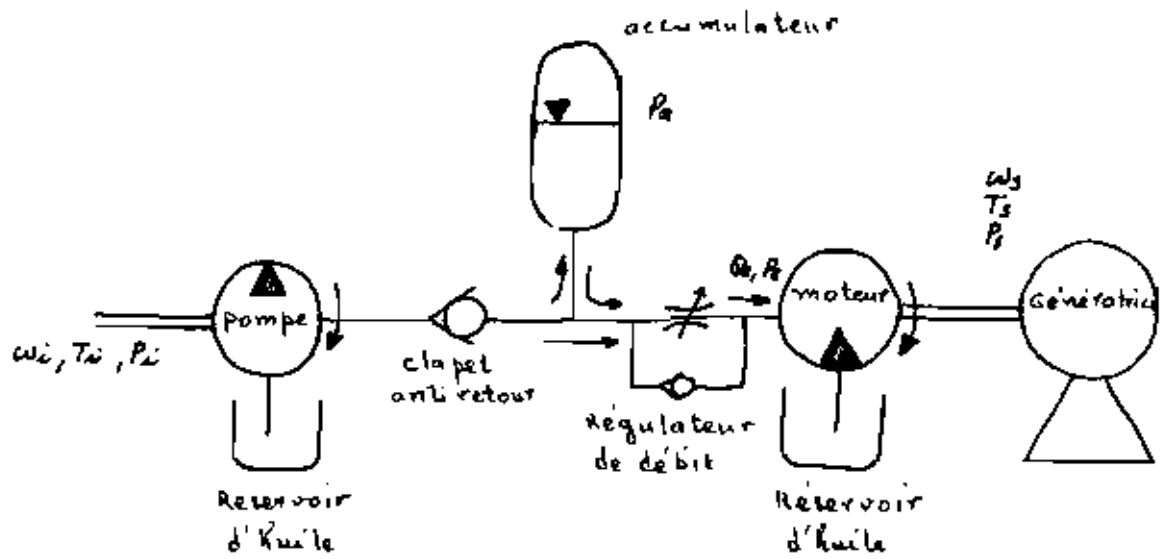


Figure n° 11

d'entraînement du moteur pour répondre à la variation de la charge de la génératrice.

1.3.3 PROBLEMATIQUE DE CORROSION

La protection de la machine contre la corrosion est aussi importante que le problème de l'étanchéité du caisson et du circuit hydraulique.

La procédure qui sera utilisée est celle traditionnelle de la protection cathodique. A cet effet nous utiliserons des anodes de zinc accrochées au caisson. En plus de cette protection, le caisson sera peint avec une peinture anti-corrosion telle que la peinture oléoglycérophtalique (de nos commercial : le glycérol), pour renforcer la protection cathodique.

1.3.4 - PROBLEMATIQUE DE L'ETANCHEITE

Si le caisson n'est pas étanche il y aura risque de corrosion des pièces mécaniques et surtout le risque de noyade de la machine entière. Pour ce faire, nous devons assurer correctement l'étanchéité en montant au niveau des roulements des joints d'étanchéité pour arbres tournants. Nous avons choisi à cet effet des joints à lèvres. L'effet de cloche produit par le compartiment du tambour permet d'ailleurs aux joints de ne pas être sous l'eau.

Un trou communiquant avec l'extérieur à fleur d'eau dans la position ééergé permettra à ce compartiment cloche d'être toujours rempli d'air.

Signalons pour terminer que la soudure doit être soigneusement faite pour une bonne étanchéité du caisson.

1.3.5 - PROBLEMATIQUE DE TRANSPORT D'ENERGIE

Le câble électrique protégé par une gaine résistante et lesté reposera sur le fond de la mer jusqu'au littoral pour éviter les risques d'accrochage par les pêcheurs ou par d'autres usagers de la mer.

De plus une lampe téleoin installée en haut du caisson signalera sa présence pendant la nuit.

CHAPITRE 11 CONCEPTION ET REALISATION D'UN MODELE REDUIT

2.1 PHASE DE CONCEPTION

2.1.1 BUT

La conception d'un petit modèle de la machine rentre dans le cadre d'une expérimentation à l'échelle réduite pour parfaire davantage le fonctionnement de la machine après les essais sur mer. C'est aussi dans le souci de pouvoir minimiser les coûts de construction de la machine destinée à une expérimentation que nous avons décidé de remplacer le circuit hydraulique car il nous revient trop coûteux. Une solution de rechange, pour atteindre les mêmes résultats expérimentaux, est de concevoir un système de remplacement. Notre choix est porté sur un frein pour minimiser les coûts car l'étude des comportements de la machine sur mer nous amènera certainement à un redimensionnement du circuit hydraulique qui est le plus coûteux.

Le rôle de ce frein est de développer un couple résistant équivalent au couple moteur actionnant la pompe du circuit hydraulique. Donc il produirait les mêmes effets que le circuit.

2.1.2 CALCULS DE DIMENSIONNEMENT

L'étape de calculs de dimensionnement est la plus importante de la conception après l'énoncé des principes de base et du fonctionnement, et l'élaboration des solutions aux problématiques spécifiques au fonctionnement de la machine.

2.1.2.1 - DIMENSIONNEMENT DU CAISSON

Notre souci est de permettre un déplacement maximal du caisson pour pouvoir produire un travail maximal. La valeur nominale de hauteur de vague sur laquelle nous baserons tous nos calculs de dimensionnement du modèle réduit étant de $H = 1.3$ m, nous devons minimiser la hauteur du caisson pour obtenir, avec une poussée maximale, un déplacement maximal. Prenons alors une hauteur de caisson h de 0.25 m en tenant compte du contenu du caisson.

Le déplacement $L = (H - h)$ conduit à une valeur de $L = 1.05 \text{ m}$ pour une vague de hauteur H .

Le travail obtenu après passage d'une vague est fonction d'une force F et d'un déplacement L . Cette force F étant égale à la poussée d'Archimède, elle est maximale à l'immersion totale du caisson.

$$F_{\text{max}} = \gamma \times A \times h \quad (5)$$

C'est à l'immersion totale, que le déplacement du caisson doit se produire à une force constante F_{max} et on obtient un travail maximum (voir la formule (2)).

Une machine à vagues, susceptible de fournir une puissance maximale $P = 0.35$ kilowatts doit être dimensionnée comme suit :

$$P = \frac{W}{t} \quad t = 6 \text{ s} \quad | \quad P = 350 \text{ Watts}$$

$$\text{-----} \rightarrow W = P \cdot t = 2100 \text{ Joules}$$

$$F = \frac{W}{L} \quad L = H-h = 1.05 \text{ m}$$

$$\text{-----} \rightarrow F = 2000 \text{ N}$$

$$F = \gamma \cdot g \cdot h \quad \text{-----} \rightarrow g = \frac{F}{\gamma \cdot h} = \frac{2000}{9810 \times 0.25} = 0.815 \text{ m}^2$$

$$g_r = g + \varepsilon$$

$$\varepsilon = 0.0815 \times 0.254 = 0.02 \text{ m}^2$$

$$g_r = 0.83 \text{ m}^2$$

Prendons une longueur de 1 m pour tenir compte des éléments internes du caisson. Ce qui implique que $l = 0.83 \text{ m}$

L'épaisseur admissible de notre cisaille étant de 2 mm nous choisissons les toles d'acier d'épaisseur de 1 mm

Le calcul des dimensions de la chambre qui loge le tambour

D'après la figure n°(2) on a :

$$A = L_c + 6aa$$

$$\text{-----} \rightarrow A = 78 \text{ mm}$$

Caisson

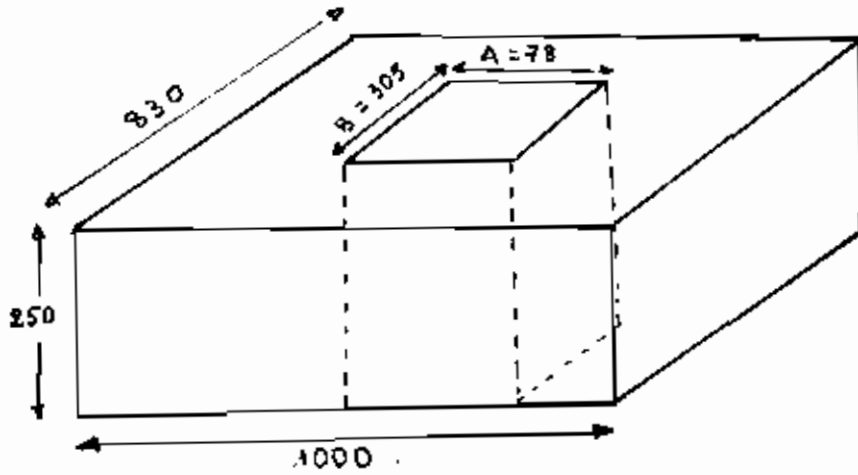


Figure n° 12

$$B = 2.D_c + 51 \text{ mm}$$

$$\text{-----} \rightarrow B = 305 \text{ mm}$$

2.1.2.2 DIMENSIONNEMENT DU CÂBLE

Le milieu d'utilisation du câble étant très corrosif, nous avons choisi de l'acier galvanisé.

Tout le fonctionnement de la machine est essentiellement assuré par le câble. Ce dernier supporte dans le système une force maximale $F = 2000 \text{ N}$ soit 449.44 lb .

Vu l'importance de son rôle dans le fonctionnement de la machine, le câble pourra être choisi avec un facteur de sécurité égal à 3. Donc nous choisissons un câble pouvant supporter une force $R = 3 \times 449.44 \text{ lb}$ soit 1348.32 lb . La table 94 page B.87 de l'annexe (n° 5) nous donne un câble galvanisé à 7 fils d'acier torsadés de diamètre $7/32(\text{in})$

$$\text{soit } D_{\text{cable}} = 5.54 \text{ mm} \quad (4)$$

2.1.2.3 DIMENSIONNEMENT DU TAMBOUR

La longueur enroulée est de 4 m et nous désirons avoir 10 tours de câble sur le tambour

* LE DIAMÈTRE DU TAMBOUR

$$10 \times \text{périphérie} = 4 \text{ m}$$

$$\text{périphérie} = \pi \times D_c = 0.4$$

$$D_c = 0.127 \text{ m}$$

* LA LONGUEUR DU TAMBOUR

$$L_c = 10 \times d_c + 8L_t$$

$8L_t$ est l'incertitude sur la longueur L_t

$$\text{Prenons } 8L_t = 3 \times d_c$$

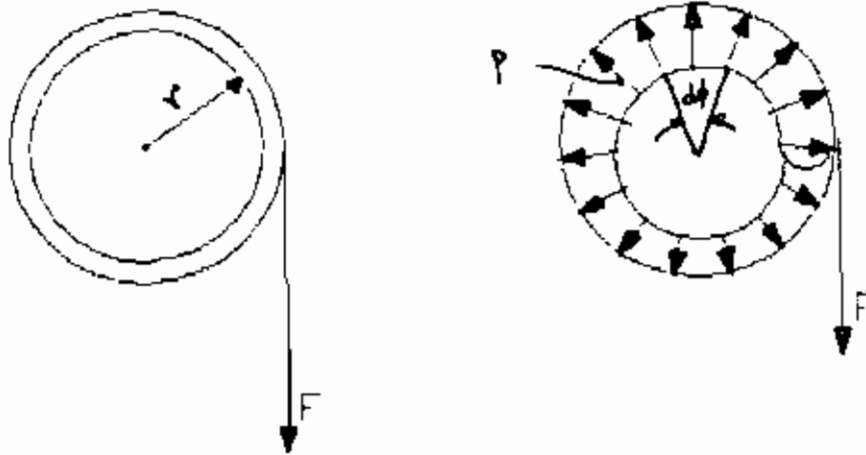
d_c est le diamètre du câble $d_c = 5.54 \text{ mm}$

$$L_c = 13 \times d_c$$

$$L_c = 72 \text{ mm}$$

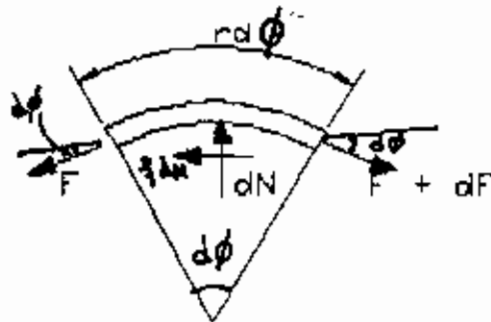
(voir figure n° 42)

Calcul de l'épaisseur du tambour pour éviter une déformation de ce dernier si on lui applique une force maximale F .



r = rayon du Tambour. p = pression

Equation d'élément sous tendu par $d\phi$



$$2F = F \cdot \sin(d\phi/2) + (F + dF) \cdot \sin(d\phi/2) - dM = 0$$

$$d\phi/2 \text{ petit } \rightarrow \sin(d\phi/2) = d\phi/2$$

$$\rightarrow F \cdot d\phi + dF \cdot d\phi - dM = 0$$

Négligeons le terme du second ordre

$$\rightarrow dM = F \cdot d\phi \quad (a)$$

Equation de la pression maximale

soit p la pression en un point

$$p = dM/dA \rightarrow dM = p \cdot dA$$

$$dA = R_c \cdot (R_c - e) \cdot d\phi \rightarrow dM = p \cdot R_c \cdot (R_c - e) \cdot d\phi$$

$$(a) \rightarrow F \cdot d\phi = p \cdot R_c \cdot (R_c - e) \cdot d\phi$$

$$p_{max} = \frac{F}{R_c \cdot (R_c - e)}$$

R_c rayon du tambour

R_a rayon du câble

e = épaisseur du tambour

En supposant que l'épaisseur est mince on peut avoir

$$F_{max} = p_{max} \cdot R_c \cdot (R_c - e)$$

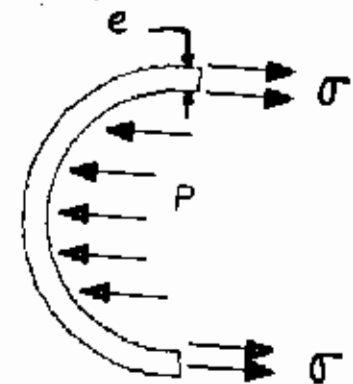
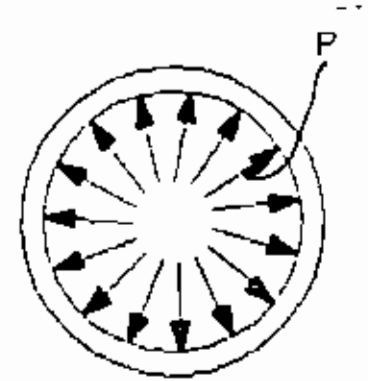
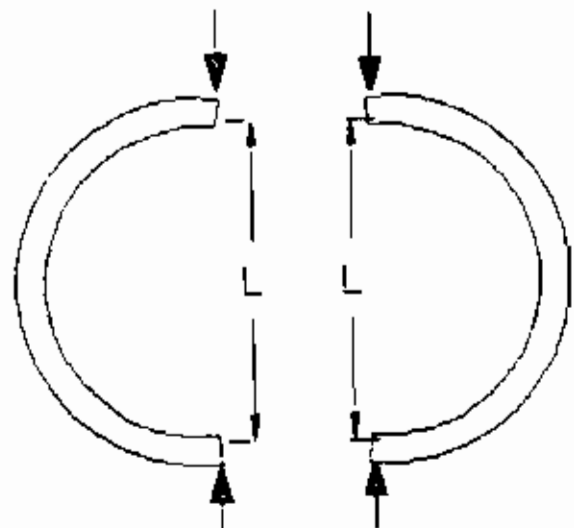
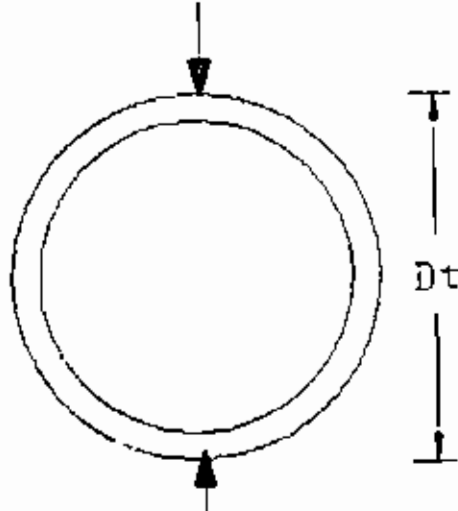
soit la contrainte $\sigma = S_y$, la limite d'élasticité du matériau

$$F = 2 \cdot \sigma \cdot e \cdot d_c = p_{max} \cdot R_c \cdot (R_c - e)$$

$$\rightarrow e = F_{max} / (\sigma \cdot d_c)$$

$$e = 2000 / (180 \cdot E6 \cdot 9.54E-3) = 2.33 \text{ mm}$$

Vérification du flambage



Le cas ici présent est assimilable à une colonne rotule-rotule

$$K = 1$$

La charge critique $P_{cr} = \pi^2 \cdot E \cdot I / D_c^2$

Demi anneau -----> $I = 3.14 \cdot R t^3 \cdot \rho / 2$

$$-----> I = 9.37 \text{ E-7 m}^4$$

$$P_{cr} = \pi^2 \cdot 207 \text{ E6} \cdot 9.37 \text{ E-7} / 0.127^2 = 118.7 \text{ kN}$$

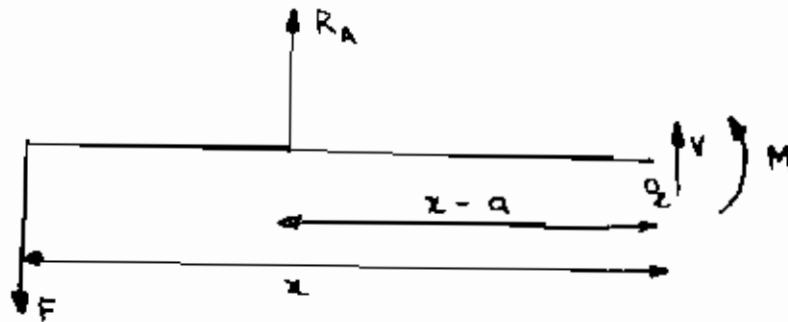
$$F_{max} = 2000 \text{ N} \ll P_{cr} = 118700 \text{ N}$$

Conclusion : il n'y a pas risque de flambage

$$V - F = 0 \quad \text{---->} \quad V = F$$

$$\sum M_{a+} = 0 : M + R_a \cdot x = 0 \quad \text{---->} \quad M = -R_a \cdot x$$

$$a < x < L$$



$$R_a + V - F = 0 \quad \text{---->} \quad V = F - R_a$$

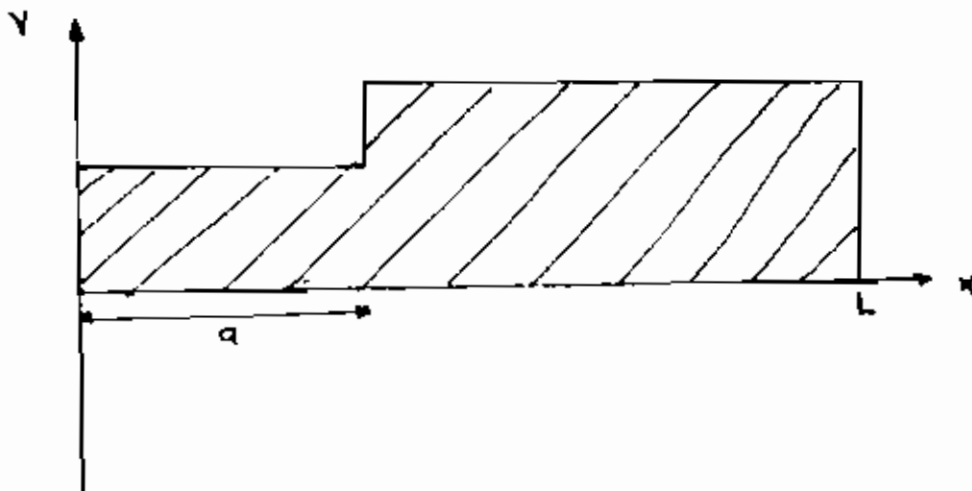
$$M - R_a \cdot (x-a) - F \cdot x = 0$$

$$R_a = (37/28) \cdot F$$

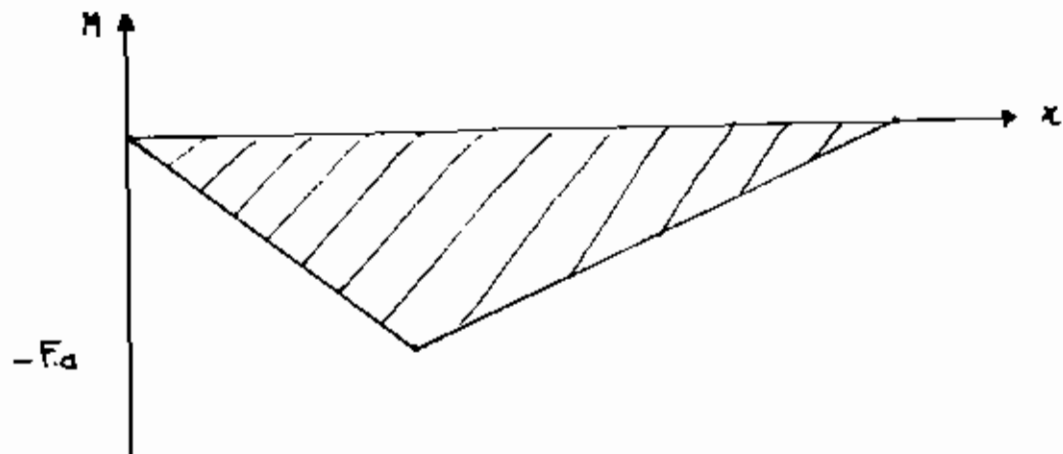
$$M = (18/49) \cdot F \cdot x - (53/49) \cdot F \cdot a$$

Tracé des diagrammes

Effort tranchant



Moment fléchissant



Le moment fléchissant maximal est :

$$M = F.d = 2000 \times 80 = 160 \text{ N.m}$$

$$M = 160 \text{ N.m}$$

Le moment de torsion

$$T = F.D_c/2 = 2000 \times 0.127/2 = 127 \text{ N.m}$$

choix mineurs

$$C_b = 2 \text{ à } 3 \quad C_t = 1.5 \text{ à } 3 \quad b = 0.75 \text{ (arbre avec concentration de}$$

contrainte)

$$S_b = b \cdot (0.148 S_{ut} + 0.308 T) \text{ min}$$

prenons l'acier inoxydable forgé 942000

$$S_{ut} = 1585 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1345 \text{ MPa}$$

$$d_o = (5.1/S_y) \cdot ((C_b \cdot M)^{0.7} + (C_t \cdot T)^{0.7})^{0.333}$$

$$d_o = 20.7 \text{ mm} = 21 \text{ mm}$$

2.1.2.3 LE CHOIX DES ROULEMENTS

Vitesse désirée N_m .

Lors du dimensionnement nous avons prévu 10 trs en 6 s soit

- $N_m = 100$ t.p.e
- Durée de vie 3 ans soit 25920 heures
- Fiabilité 90%

Roulement en A

$$F_r = R_a = 2355,5 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

Le diamètre de l'arbre étant égal à 21 mm

choisissons un roulement rigide à une rangée de billes de diamètre intérieur 25 mm et extérieur 62 mm et largeur 17 mm

Série de dimension 03 ; N° de roulement 6305

Charge de base statique $C_o = 1140$ daN

Charge de base dynamique $C = 1730$ daN

Vitesse limite : ≈ 11000 trs/mn pour une lubrification avec la graisse.

≈ 14000 trs/mn avec de l'huile

soit R_a la charge radiale équivalente

$$R_a = X.F_r + Y.F_a$$

$$F_a = 0 \quad \Rightarrow \quad R_a = X.F_r$$

$$F_a/F_r = 0 \quad | \quad F_a/C_o = 0$$

A partir du tableau de la page 93 (voir annexe 2) nous avons :

$$F_a/F_r = 0 < 0,187 \quad \Rightarrow \quad X = 1 \quad | \quad Y = 0$$

$$R_a = F_r = 2355,5 \text{ N}$$

C la charge de base calculée

$$C = R_a \cdot ((N_m \cdot H_{10}) / (33.333 \cdot 500))^{1/3}$$

On a choisi un roulement à bille donc $a = 3$

Durée de vie 3 ans ; fiabilité 90 \rightarrow $H_{10} = 25920$ heures

Après calcul on trouve $C = 12667.1 \text{ N}$ < à la charge de base standard du roulement choisi qui de 17300 N

conclusion : le roulement choisi en A est acceptable

Roulement en B

$$F_r = R_b = (8/45).F = 355.5 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

Le diamètre de l'arbre étant égal à 21 mm

choisissons un roulement rigide à une rangée de billes de diamètre intérieur 25 mm et extérieur 47 mm et largeur 12 mm

Série de dimension 10 ; N° de roulement 6005

Charge de base statique $C_0 = 560 \text{ daN}$

Charge de base dynamique $C = 865 \text{ daN}$

Vitesse limite : $_ 15000 \text{ trs/en}$ pour une lubrification avec la graisse.

$_ 18000 \text{ trs/en}$ avec de l'huile

soit R_e la charge radiale équivalente

$$R_e = X.F_r + Y.F_a$$

$$F_a = 0 \quad \Rightarrow \quad R_e = X.F_r$$

$$F_a/F_r = 0 \quad ; \quad F_a/C_0 = 0$$

A partir du tableau de la page 93 (voir annexe 2) nous avons :

$$F_a/F_r = 0 < 0.187 \quad \Rightarrow \quad X = 1 \quad ; \quad Y = 0$$

$$R_e = F_r = 355.5 \text{ N}$$

C la charge de base calculée

$$C = R_e * ((Nd * 10) / (33.333 * 500))^{1/3}$$

On a choisi un roulement à bille donc $a = 3$

Durée de vie ans ; fiabilité 90 -----> $H_{10} = 25920 \text{ heures}$

Après calcul on trouve $C = 1911.8 \text{ N}$ < à la charge de base standard du roulement choisi qui de 8650 N

conclusion : le roulement choisi en B est acceptable .

2.1.2.4 DIMENSIONNEMENT DU FREIN

Nous choisissons un frein à sabot qui permettra d'avoir un couple de freinage assez élevé pour les dimensions de ce modèle.

Le couple de freinage sera constant et calculé de manière à réaliser l'asservissement presque complète comme le fait normalement le circuit hydraulique.

La pression sur le sabot est considéré comme étant uniforme. En faisant l'équilibre du levier lorsque le tambour effectue une rotation on a : (voir figure 13)

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow F \times c - N \times a - f \times N \times e = 0$$

$$N = \frac{F \times c}{a + (f \times e)}$$

F est la force élastique qui produit le couple de freinage

N est la force normale au sabot de frein

Pour les dimensions a, c, e voir la même figure.

Après le passage de la vague la force de rappel du ressort est utilisé pour rebobiner le câble déroulé lors de la montée du caisson.

Grâce à un entraînement par dérailleur, le couple de freinage s'exerce lors de la montée du caisson seulement et est donné par $T = f.N.R_f$.

R_f est le rayon du tambour du frein.

Nous devons avoir un couple de freinage égal à la différence entre le couple moteur développé par la machine et le couple maximum généré par le ressort de rappel.

Le tableau n°4 nous a permis de faire un choix final des paramètres du frein.

DISPOSITIF DE FREINAGE

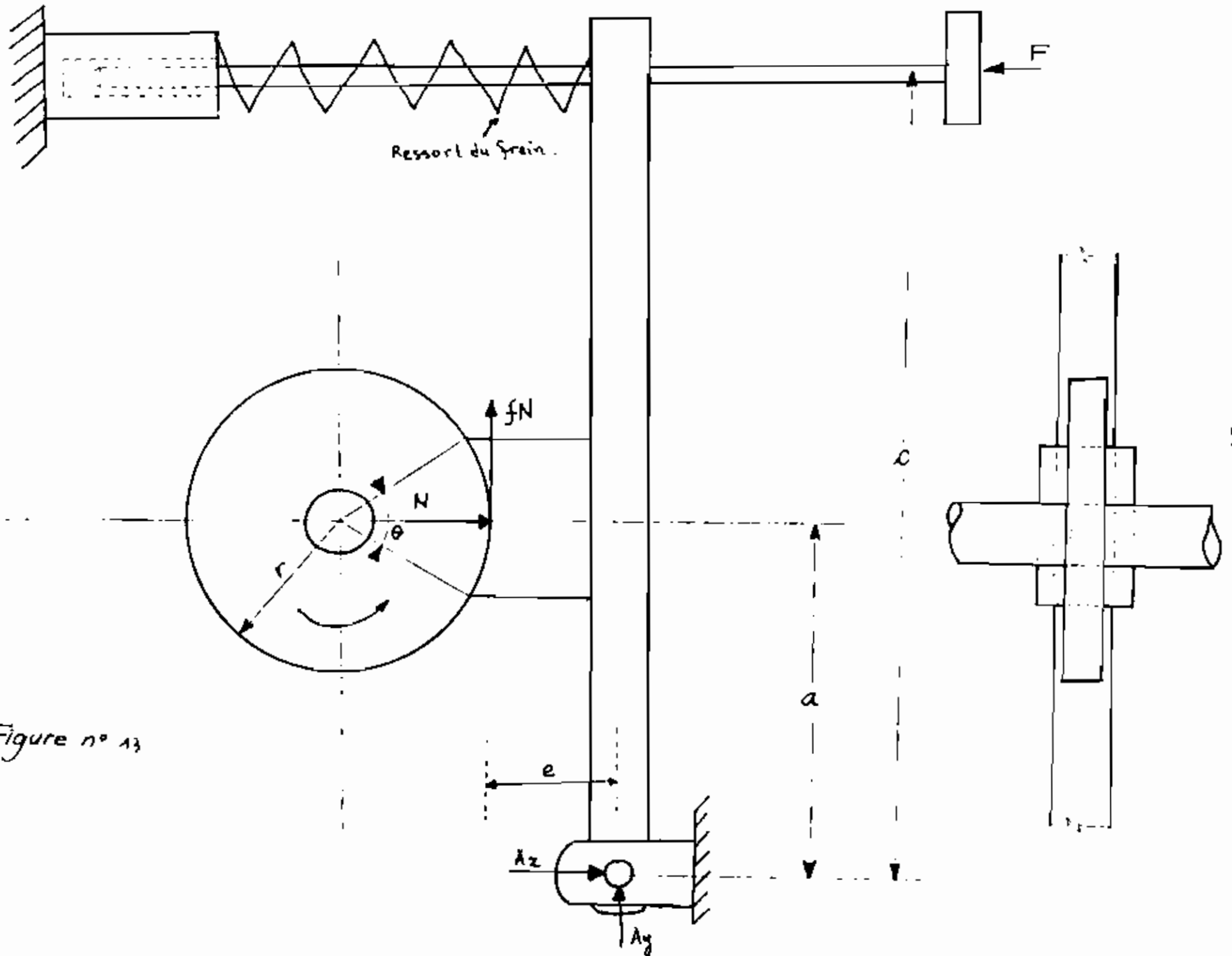


Figure n° 13

DIMENSIONNEMENT DU FREIN

Fmax(N)	Fr(N)	Coef.frott	a(m)	c(m)	e(m)	r(m)	F	T(N.m)	Dt(m)
2000.00	135.42	0.20	0.10	0.50	0.02	0.06	140.84	9.32	0.13
2000.00	135.42	0.21	0.10	0.50	0.02	0.06	134.39	9.35	0.13
2000.00	135.42	0.22	0.10	0.50	0.02	0.06	128.53	9.39	0.13
2000.00	135.42	0.23	0.10	0.50	0.02	0.06	123.17	9.43	0.13
2000.00	135.42	0.24	0.10	0.50	0.02	0.06	118.27	9.47	0.13
2000.00	135.42	0.25	0.10	0.50	0.02	0.06	113.75	9.50	0.13
2000.00	135.42	0.26	0.10	0.50	0.02	0.06	109.59	9.54	0.13
2000.00	135.42	0.27	0.10	0.50	0.02	0.06	105.73	9.58	0.13
2000.00	135.42	0.28	0.10	0.50	0.02	0.06	102.15	9.62	0.13
2000.00	135.42	0.29	0.10	0.50	0.02	0.06	98.81	9.66	0.13
2000.00	135.42	0.30	0.10	0.50	0.02	0.06	95.70	9.70	0.13
2000.00	135.42	0.31	0.10	0.50	0.02	0.06	92.78	9.74	0.13
2000.00	135.42	0.32	0.10	0.50	0.02	0.06	90.05	9.78	0.13
2000.00	135.42	0.33	0.10	0.50	0.02	0.06	87.49	9.81	0.13
2000.00	135.42	0.34	0.10	0.50	0.02	0.06	85.08	9.85	0.13
2000.00	135.42	0.35	0.10	0.50	0.02	0.06	82.80	9.89	0.13

CHOIX FINAL : a = 100 mm ; c = 500 mm ; e = 20 mm ;

r = 60mm F = 113.75 N ; T = 9.50 N.m ; Dt = 127 mm

F : force élastique dans le ressort de frein

T : couple de freinage .

DIMENSIONNEMENT DU RESSORT DU FREIN

ACIER AU CARBONE

G=79.3E9 Pa

d (m)	D (m)	N	C=D/d	ka	F	K (N/m)	y(m)	contrainte		FS	A	m	G
								Tau (Pa)	Ssy (Pa)				
0.003	0.016	6	5.33	1.10	108.75	4.76E+04	0.00229	1.69E+08	8.00E+07	0.472	2170	0.148	7.9E+10
0.0032	0.016	6	4.99	1.11	108.75	6.16E+04	0.00177	1.40E+08	7.92E+07	0.568	2170	0.148	7.9E+10
0.0034	0.016	6	4.71	1.11	108.75	7.86E+04	0.00139	1.16E+08	7.96E+07	0.657	2170	0.148	7.9E+10
0.0036	0.016	6	4.44	1.12	108.75	9.87E+04	0.00110	9.98E+07	7.79E+07	0.751	2170	0.148	7.9E+10
0.0038	0.016	6	4.21	1.13	108.75	1.22E+05	0.00089	8.63E+07	7.73E+07	0.900	2170	0.148	7.9E+10
0.004	0.016	6	4.00	1.13	108.75	1.50E+05	0.00072	7.36E+07	7.67E+07	1.042	2170	0.148	7.9E+10
0.0042	0.016	6	3.81	1.14	108.75	1.83E+05	0.00059	6.39E+07	7.62E+07	1.191	2170	0.148	7.9E+10
0.0044	0.016	6	3.64	1.15	108.75	2.20E+05	0.00049	5.59E+07	7.56E+07	1.352	2170	0.148	7.9E+10
0.0046	0.016	6	3.48	1.15	108.75	2.63E+05	0.00041	4.82E+07	7.52E+07	1.526	2170	0.148	7.9E+10
0.0048	0.016	6	3.33	1.16	108.75	3.12E+05	0.00035	4.16E+07	7.47E+07	1.713	2170	0.148	7.9E+10
0.005	0.016	6	3.20	1.17	108.75	3.67E+05	0.00030	3.60E+07	7.42E+07	1.914	2170	0.148	7.9E+10
0.0052	0.016	6	3.08	1.17	108.75	4.29E+05	0.00026	3.11E+07	7.36E+07	2.129	2170	0.148	7.9E+10
0.0054	0.016	6	2.96	1.18	108.75	4.98E+05	0.00022	2.70E+07	7.34E+07	2.357	2170	0.148	7.9E+10

d=petit diamètre D=grand diamètre N=nombre de spires k=constante de rigidité F=force élastique y=affaissement du ressort Ssy=limite d'écoulement encalétement FS=facteur de sécurité Sy=limite d'élasticité Ssy=0.577.Sy

$$S_y = 0.75 \cdot (A / (d \cdot e + 3) \cdot m)^{0.18} \cdot e \quad \text{en (Pa)}$$

CHOIX FINAL : d=0.004 m, D=0.016 m, N=6, F=108.75 N, k=1.6.e+5, y=0.7 mm, FS=1.042

2.1.2.7 DIMENSIONNEMENT DU RESSORT

Le rôle du ressort de rappel est de maintenir le caisson en position au dessus du massif d'ancrage et de conserver une tension minimale dans le câble en tout temps afin de le maintenir droit et vertical avec ou sans le passage de la vague.

Puisqu'il s'agit d'un prototype devant fonctionner seulement pour les essais, nous allons prendre un facteur de sécurité $FS=1$ pour le dimensionnement du ressort. Donc la contrainte $\sigma = S_y$ la limite d'élasticité du matériau.

Le tableau n° 3 nous permet de faire un choix.

Tableau 3

DIMENSIONNEMENT DU RESSORT DE RAPPEL

WWW WWW WWW WWW

Diamètre d (m)	Diamètre D(m)	Ko	Sy (Pa)	F de rappel (N)	H (m)	θ(radians)	k(N.m/rad)	nb de tours
0.004	0.03	0.908	1.3E+09	144.81	0.4	22.21	0.41	3.5
0.004	0.04	0.930	1.3E+09	141.43	0.4	29.92	0.31	4.6
0.004	0.05	0.943	1.3E+09	139.42	0.4	35.64	0.25	5.7
0.004	0.06	0.952	1.3E+09	138.08	0.4	42.38	0.21	6.7
0.004	0.07	0.959	1.3E+09	137.13	0.4	49.08	0.18	7.8
0.004	0.08	0.964	1.3E+09	136.42	0.4	55.80	0.16	8.9
0.004	0.09	0.968	1.3E+09	135.88	0.4	62.52	0.14	9.9
0.004	0.1	0.971	1.3E+09	135.42	0.4	69.24	0.12	11.0
0.004	0.11	0.973	1.3E+09	135.06	0.4	75.96	0.11	12.1
0.004	0.12	0.976	1.3E+09	134.76	0.4	82.68	0.10	13.2
0.004	0.13	0.977	1.3E+09	134.51	0.4	89.40	0.10	14.2
0.004	0.14	0.979	1.3E+09	134.29	0.4	96.12	0.09	15.3
0.004	0.15	0.980	1.3E+09	134.10	0.4	102.84	0.08	16.4
0.004	0.16	0.982	1.3E+09	133.93	0.4	109.56	0.08	17.4

D = grand diamètre d ressort

A = 2170

H = Longueur du ressort

m = 0.145

Rt = rayon du tambour

E = 207 E 9

Rt = 83.5 mm

 $Sy = 0.75 * (A / (d * 10^{-3} + 3))^{-m} * e6$

d = petit diamètre du ressort

F5 = 1

CHOIX FINAL : d = 4 mm ; D = 100 mm ; H = 400 mm ; k = 0.12 N.m/rad ; Nombre de tours = 11

2.1.2.6 VERIFICATION DE FLOTTAISON DU CAISSON

Soit V_v le volume du caisson vide

Soit e l'épaisseur de la tôle

L la longueur du caisson

l la largeur du caisson

h la hauteur du caisson

ρ_e la masse volumique de l'eau

ρ_a la masse volumique de l'acier

V_a le volume effectif de tôle d'acier utilisée

P_a la poussée d'Archimède

M_a la masse de tôle d'acier utilisée

$$V_a = L.l.h - (L-4.e).(l-4.e).(h-2.e)$$

$$L = 1e \quad l = 0.82e \quad h = 0.25e \quad e = 1e$$

$$\text{-----> } V_a = 3.44 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$M_a = \rho_a \cdot V_a$$

$$\rho_a = 7850 \text{ kg/m}^3 \quad \text{-----> } M_a = 27 \text{ kg}$$

Soit M_c la masse du contenu (assemblage cornières, et la mécanique)

Comme nous pouvons pas évaluer avec précision le poids du contenu du caisson, nous l'estimons à 4 fois le poids de l'acier utilisé

Soit P_c le poids total de la machine

$$P_c = M_a \cdot g + 4 \cdot M_a \cdot g = 5 \cdot M_a \cdot g$$

$$P_c = 1324.5 \text{ N}$$

La poussée d'Archimède est

$$P_a = \rho_e \cdot g \cdot L \cdot l \cdot h$$

$$P_a = 1000 \times 9.81 \times 1 \times 0.815 \times 0.25 = 1999 \text{ N}$$

$$\text{Soit } R \text{ le rapport } P_a/P_c \quad R = 1.51$$

On constate que R est supérieur à 1

conclusion la condition de flottaison est respectée

2.2 PHASE DE LA REALISATION

2.2.1 LE MATERIEL

Nous avons utilisé, des tôles d'acier de 1mm et des cornières de 25/25 et de 30/30 pour la construction du caisson, du fil à piano de 4mm pour le ressort de rappel des pour l'étanchéité du caisson, des cornières pour assurer sa rigidité, du fil à piano pour le ressort de rappel, une barre d'acier pour l'arbre de transmission et de support et un câble de 5.5mm de diamètre. Le tambour est fabriqué à partir d'une tôle de 3mm d'épaisseur.

La réalisation a nécessité particulièrement les opérations de soudage et d'usinage.

2.2.2 DESSIN TECHNIQUE DE REALISATION

Quelques dessins de construction du caisson, du tambour et de l'arbre sont représentés avec les dimensions (voir figures 14 à 18)

2.2.3 METHODES UTILISEES

2.2.3.1 LE SoudAGE

Nous avons utilisé la soudure à l'arc électrique avec les baguettes enrobées de 2 mm de diamètre avec un réglage de courant convenable de 75 A. L'appareillage qui a été utilisé est une machine à souder de référence Lincoln Electric Company of Canada LTD TORONTO, Ontario.

- Input : Single phase : 230 volts, 60cycles, 50 Ampères.

- Output : 200 A AT 30 volts Max. Welding current 225 A

AT 25 Arc volts, 115°C -c Temperature rise

Duty cycle 20%

Arc operation not more than 2min out of 10 min

A C -225-S

RESSORT DE RAPPEL

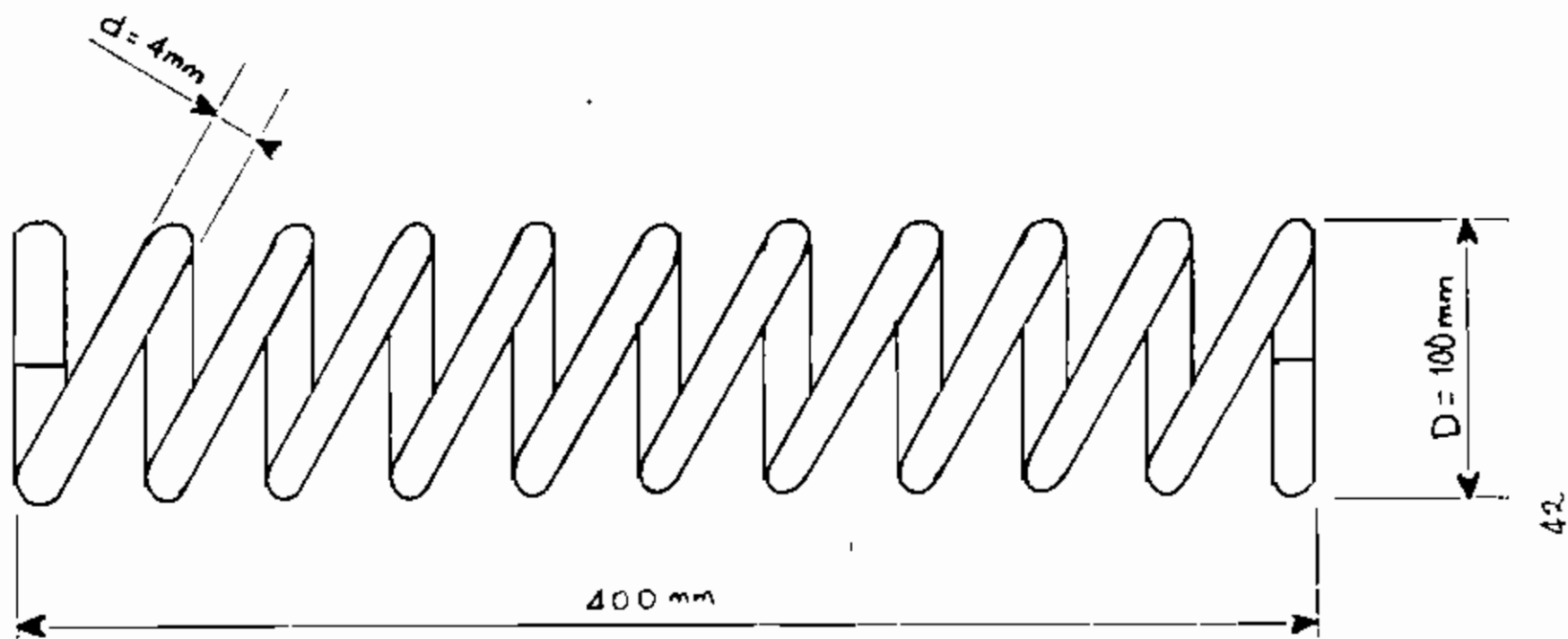


Figure n° 14

TAMBOUR

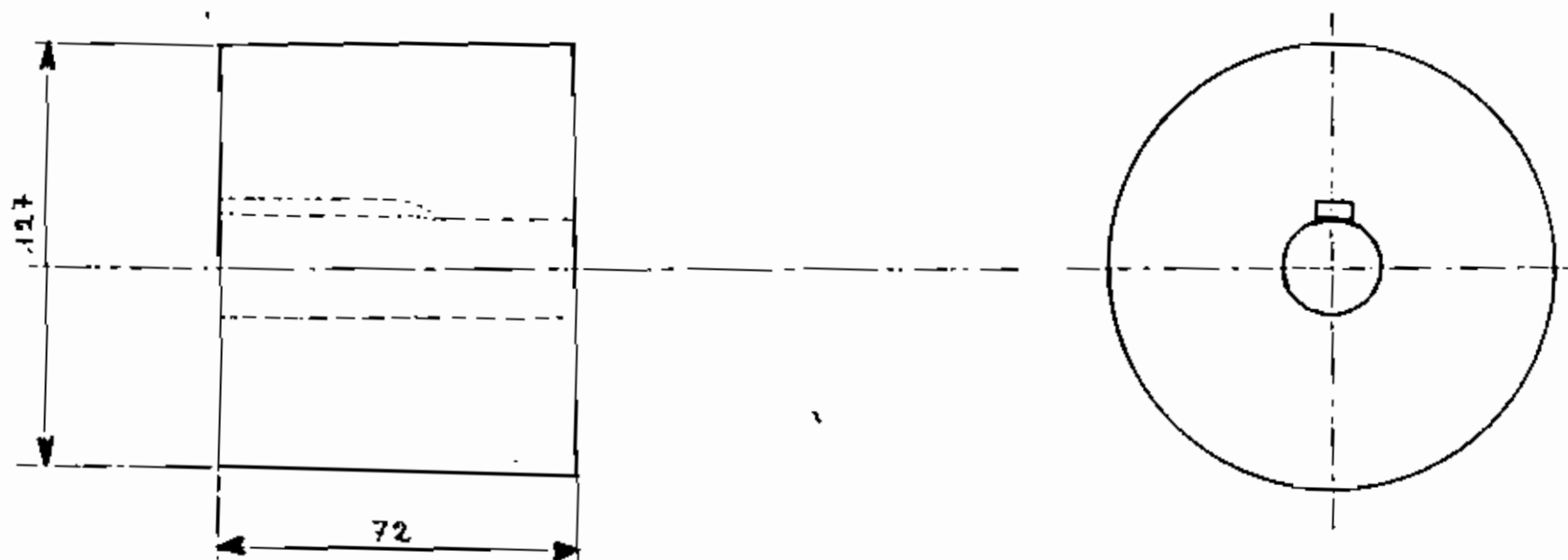


Figure n° 15

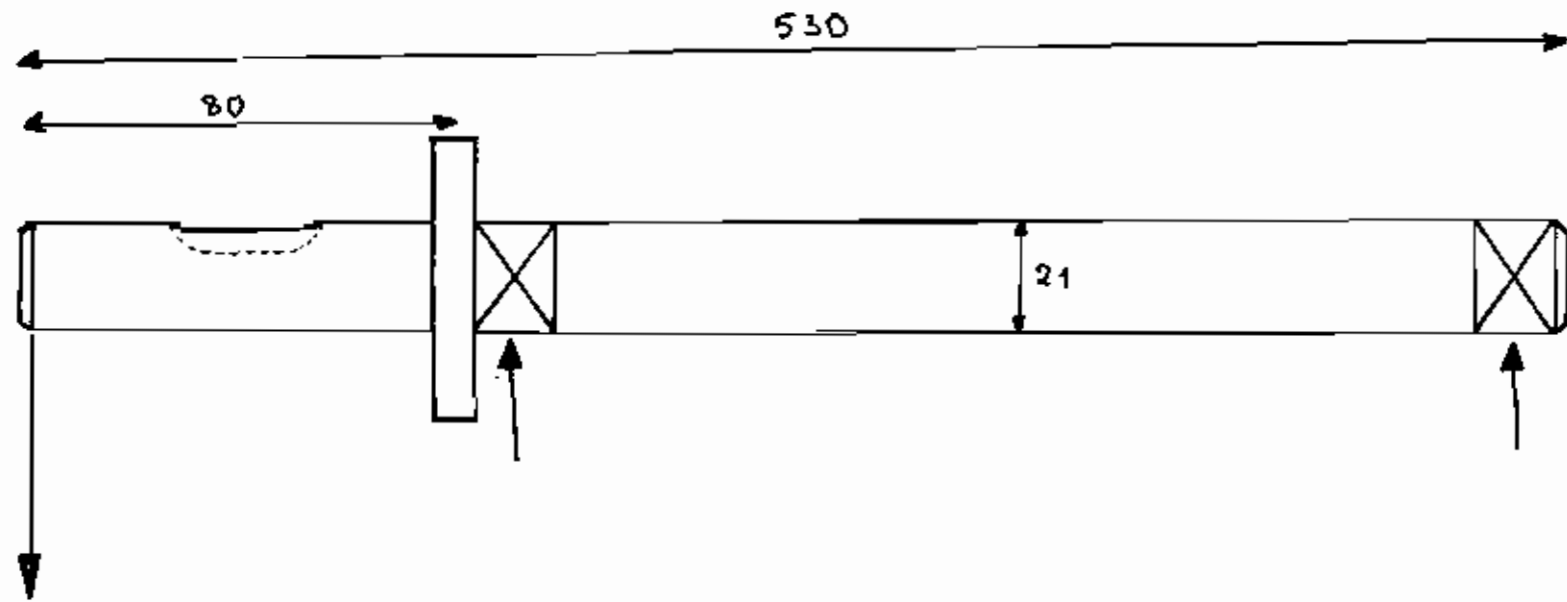


Figure n° 16

Assemblage des cornières.

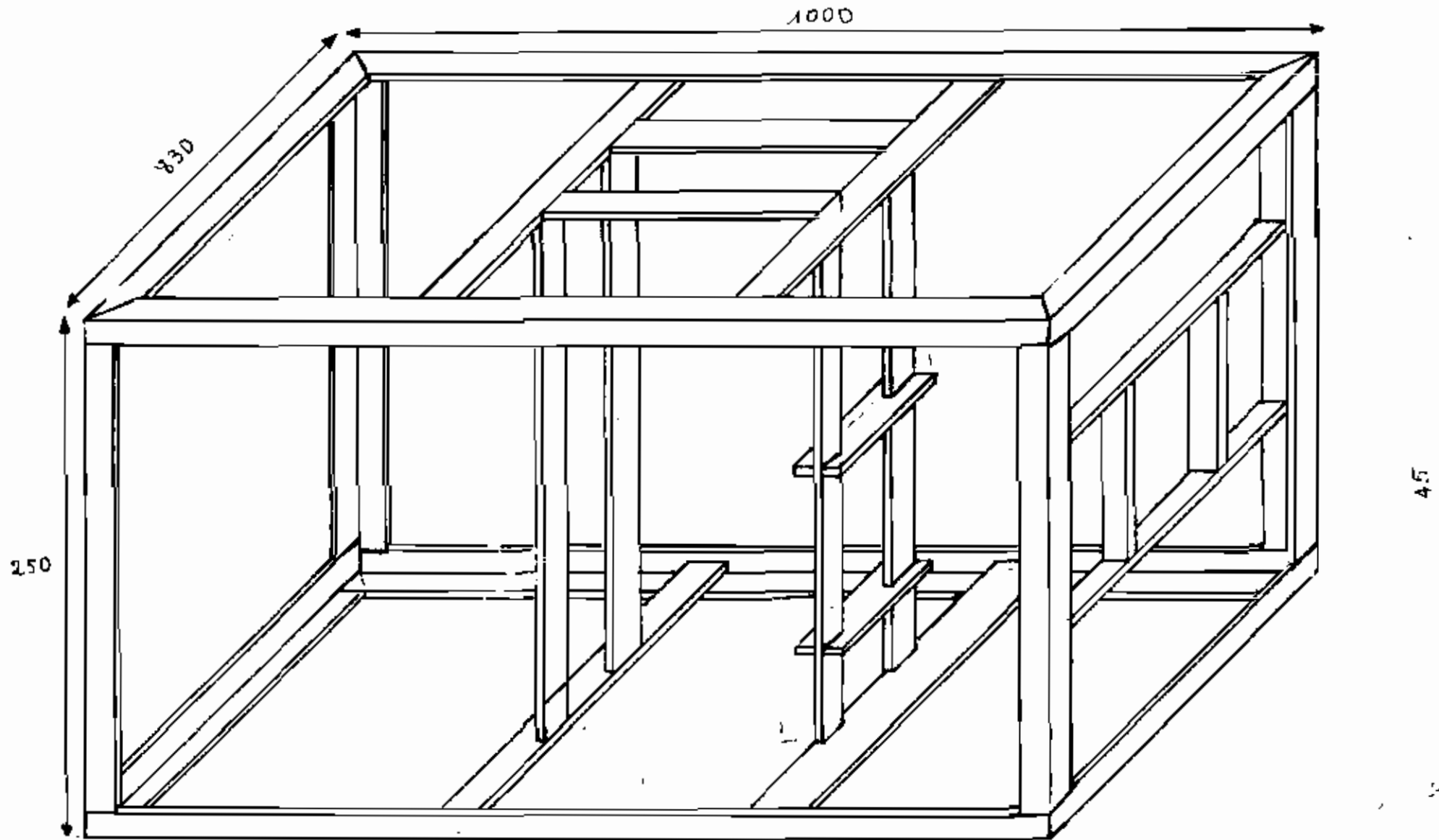
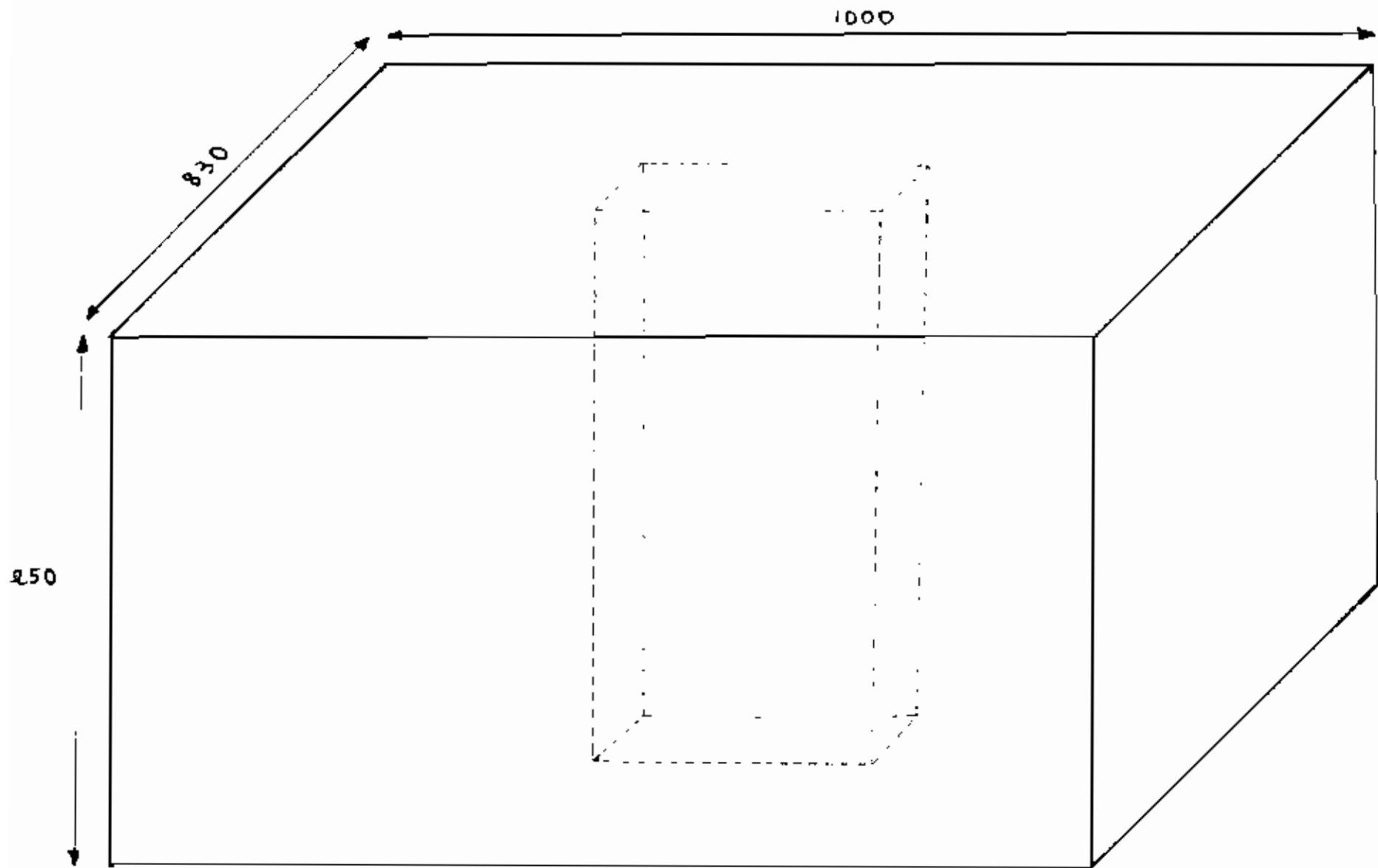


Figure n° 17

CAISSON



46

Figure n° 18

2.2.3.2 OPERATION D'USINAGE DE PIECES

L'arbre qui sert de support au tambour a un diamètre de 21mm. Le ressort de rappel dimensionné (voir tableau 3), doit être soigneusement réalisé ainsi que le frein.

Les essais sur eer seront réalisés ultérieurement et doivent permettre de mieux cerner les comportements du caisson pour mieux aborder les problématiques qui échappent à l'analyse.

2.2.4 ETUDE DU COUT GLOBAL

2.2.4.1 LES MATIERES PREMIERES

Les coûts du matériel acheté sont regroupés dans le tableau n°4 qui nous a permis de mieux estimer les coûts globaux du prototype de 0.5 kw.

Le projet étant dans sa phase expérimentale nous ne pouvons pas pour le moment parler de rentabilité car c'est un projet de recherche qui nécessite une analyse de tous les aspects des comportements de la machine sur eer .Nous pouvons retravailler sur le projet pour le rendre techniquement réalisable car après les essais sur eer les comportements du caisson seront mieux connus et pourront être étudiés relativement aux aspects mentionnés précédemment. Ainsi des solutions favorables à la réalisation d'un prototype destiné à alimenter les populations n'ayant pas accès au réseau de distribution de l'énergie électrique.

Tableau 4

TABLEAU DES COUTS

Eléments de construction	Quantité	Coût
Cornières : 25/25	2	5300
Cornières : 30/30	3	9240
Feuille de tôle d'acier 2x1 de 1 mm d'épaisseur	2	11000
Fil à piano	10 m	18570
Câble d'acier	10 m	8229
Les roulements	2	20000
Les éléments de frein		20000
Peinture		10000
Plexi glas	1	64836
Coût de Fabrication		187175

Chapitre III DIMENSIONNEMENT D'UN PROTOTYPE DE 0.5 MW

3.1 ENERGIE DISPONIBLE

A partir des données statistiques recueillies sur les hauteurs de vague (voir annexe), nous pourrions évaluer l'énergie disponible sur le site considéré. Les résultats considérés sur trois mois sont récapitulés dans les tableaux 3.1,3.2,3.3 qui nous donnent une hauteur moyenne de 0.91 m et d'une période moyenne de vague de 6.73 secondes.

3.1.1 LA VAGUE

3.1.1.1 - ENERGIE DE LA VAGUE

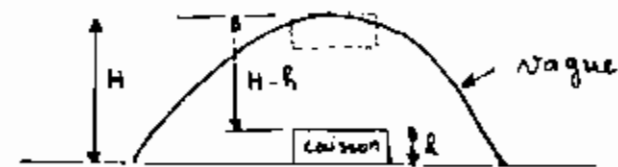
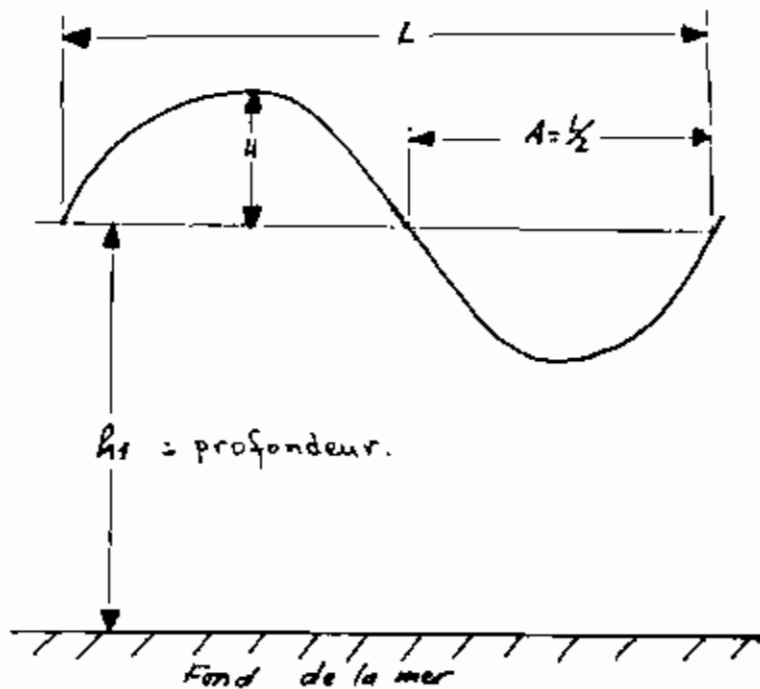


fig a

La machine sera installée sur mer en eau peu profonde. Donc pour évaluer l'énergie potentielle de la vague dans son déplacement vertical, nous pouvons utiliser la formule (6) pour la condition $L/h_1 < 1/20$

$$E = \frac{\rho \cdot H^3 \cdot L}{4} \quad (6)$$

E : est l'énergie par mètre de front de vague

L : la longueur d'onde

$$L = C \cdot T = T \cdot \sqrt{gh_1}$$

Dans ce site nous avons des ondes de défil longueur d'onde allant jusqu'à

33 m. Donc nous pouvons installer des machines ayant une longueur de caisson pouvant atteindre 33/2 m soit 16.5m.

Evaluation de l'énergie récupérable par la machine

La figure ci-dessous nous permet d'écrire :

$$F = \tau \cdot A \cdot h$$

$$y = H - h$$

$$M = F \cdot y = \tau \cdot A \cdot h \cdot (H - h)$$

La puissance

$$P = \frac{F \cdot y}{t} = \frac{\tau \cdot A \cdot (H \cdot h - h^2)}{t}$$

Puissance optimale

$$P_{opt} \rightarrow \frac{dP}{dh} = 0 \rightarrow H \cdot h - h^2 = 0$$

$$\rightarrow H = 2h$$

$$P_{opt} = 2452.5 \cdot \frac{A \cdot H^2}{T} \quad \text{en W}$$

Pour un m² de surface de base du caisson on a :

$$P_{opt} = 2452.5 \cdot \frac{H^2}{T} \quad \text{en W/m}^2$$

Pour pouvoir récupérer de l'énergie des vagues à faible hauteur, nous avons choisi une hauteur minimale de fonctionnement $H=0.6m$ ainsi on a une plage de fonctionnement de la machine très large allant de 0.6 m à 2.18 m. Avec cette hauteur de 0.6 m la machine fonctionne continuellement nuit et jour et la puissance récupérée par m² de surface de base du caisson serait :

$$P = 2452.5 \cdot \frac{(0.6)^2}{6.73} = 131.2 \text{ W/m}^2$$

$$P = 131.2 \text{ W/m}^2$$

Sur le site choisi nous avons une plage de puissance par m² de surface avec notre machine de 131.2 W/m² à 1716 W/m².

Mais le choix de la puissance $P = 131.2 \text{ W/m}^2$ s'avère judicieux pour le dimensionnement du caisson.

3.2 DIMENSIONNEMENT

Suite à la phase expérimentale de conception de la machine, nous dimensionnerons en entier un modèle de 0.5kW pour une réalisation ultérieure.

L'objectif de ce dimensionnement est de pouvoir évaluer les coûts globaux de réalisation et sa rentabilité sur 6 ans.

3.2.1 DIMENSIONNEMENT DU CAISSON

Etant donné que le prototype de 0.5 kW est dimensionné pour un rendement de 50% nous avons évalué les dimensions du caisson en tenant compte des pertes d'énergie engendrées surtout par les fuites d'huile dans la pompe et le moteur du circuit hydraulique.

Le calcul des dimensions se fait avec une puissance deux fois plus grande que la puissance désirée à la sortie. Le tableau de la page suivante nous donne les dimensions du caisson pour une puissance de dimensionnement de 1 kW.

$$P = 1 \text{ kW} = 1000 \text{ W}, t = 6.73 \text{ s}$$

$$P = \frac{W}{t} \quad \Rightarrow W = P.t$$

$$W = F.d \quad \Rightarrow F = \frac{P.t}{d}$$

F = poussée d'archimède .

$$F = \tau.A.h \quad A = \text{surface de base.}$$

Selon les calculs de maximisation de l'énergie à récupérer, nous avons trouvé que la hauteur du caisson $h = 1/2H$ (H est la hauteur de vague sur laquelle se basent nos calculs de dimensionnement). Mais en tenant compte des fluctuations les plus faibles, nous prenons $H = 0.6 \text{ m}$ comme hauteur de dimensionnement.

$$d = H - h,$$

$$F = \frac{P.t}{H - h} = \tau.A.h$$
$$P.t = \tau.A.h.(H - h)$$

$$= \tau \cdot A \cdot (1/2H) \cdot (H - 1/2 H)$$

$$= \tau \cdot A \cdot 1/2(1 - 1/2) \cdot H^2$$

$$= \tau \cdot A \cdot H^2/4$$

$$\Rightarrow A = \frac{Pt}{\tau \cdot H^2/4}$$

$$A = 7.61 \text{ m}^2$$

$$A = L \times l$$

$$\Rightarrow l = A/L$$

A partir du tableau n° 5 nous choisissons la variante

(1,L) en tenant compte du contenu du caisson.

$$L = 5.1 \text{ m} \quad l = 1.50 \text{ m}$$

Le tambour est logé dans une chambre de dimensions :

$$A = L_v + \delta_{L_v}$$

$$\text{Prenons } \delta_{L_v} = 4 \text{ d}_{\text{cable}} = 64 \text{ mm}$$

$$A = 208 + 64 = 272 \text{ mm}$$

$$B = 2 D_v + \delta_{D_v} \quad \text{prenons } \delta_{D_v} = 4 \text{ d}_{\text{cable}} = 64 \text{ mm}$$

$$B = 2 \times 400 + 64 = 864 \text{ mm}$$

3.2.2 DIMENSIONNEMENT DU CABLE

$$F = \frac{P \cdot t}{H - h} = \frac{P \cdot t}{H - 1/2H} = \frac{P \cdot t}{0.5 H}$$

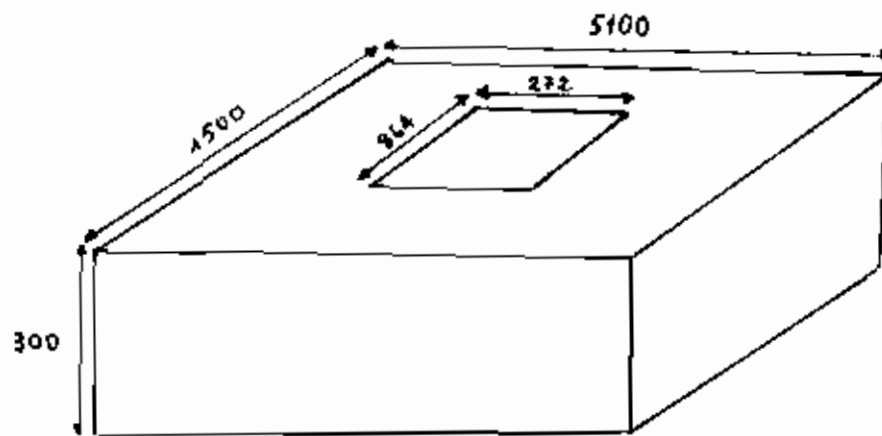
$$F = \frac{1000 \times 6.73}{0.5 \times 0.6} = 7399.6 \text{ N}$$

Tout le fonctionnement de la machine est essentiellement assuré par le câble. Vu son importance dans le fonctionnement de la machine, le câble pourra être choisi avec un facteur de sécurité égale à 2. On choisit un câble pouvant supporter une force

$$R = 2 \times F, \text{ soit } 2 \times 7399.6 = 14799.2 \text{ N}$$

Le table 94 page B.87 de l'annexe n°5 nous donne un câble galvanisé à 7 fils d'acier torsadés de diamètre 3/8 in soit 9.5 mm

$$d_{\text{cable}} = 10 \text{ mm.}$$



Prototype.

CAISSON.

Figure 1° 19

Tableau 5.

DIMENSIONNEMENT DU CAISSON

$P = 1000W$

A (m ²)	l(m)	L(m)
7.61	0.5	15.22
7.61	1	7.61
7.61	1.5	5.07
7.61	2	3.81
7.61	2.5	3.04

P est la puissance de dimensionnement
pour un rendement de la machine de 50%

Choix final: L = 6.1 m et l = 1.5 m

3.2.3 DIMENSIONNEMENT DU TAMBOUR

Nous désirons avoir 10 tours de câbles autour du tambour.

D'après les recommandations données dans l'annexe (5), le diamètre du câble et celui du tambour sont dans un rapport minimum de

$$\frac{D_{\text{Tambour}}}{d_{\text{câble}}} > 20 \quad \rightarrow \quad D_{\text{Tambour}} = 20 d_{\text{câble}}$$

Pour une longue vie on recommande un diamètre du tambour supérieur à 45 fois celui du câble. Nous avons choisi $D_t = 40 d_{\text{câble}}$.

$$D_{\text{Tambour}} = 40 \times 10 = 400 \text{ mm}$$

$$L_{\text{Tambour}} = 10 d_{\text{câble}} + 2L_r$$

$$\text{Prenons } 2L_r = 3 d_{\text{câble}}$$

$$L_{\text{Tambour}} = 13 d_{\text{câble}} = 13 \times 16 = 208 \text{ mm}$$

3.2.4 DIMENSIONNEMENT DU RESSORT DE RAPPEL

Le rôle du ressort de rappel est de maintenir le caisson en position au dessus du massif d'ancrage et de conserver une tension minimale dans le câble en tout temps afin de le maintenir droit et vertical avec ou sans le passage de la vague.

Il s'agit d'un prototype devant fonctionner durant 3 ans au moins avant la première révision, nous allons prendre un facteur de sécurité $FS=1.5$ pour le dimensionnement du ressort. Donc la contrainte admissible $\sigma = S_y/1.5$ où S_y est la limite d'élasticité du matériau.

Le tableau n°6 nous permet de faire un choix.

DIMENSIONNEMENT DU RESSORT DE RAPPEL

WWW

WWW

WWW

WWW

Diamètre d (m)	Diamètre D(m)	Ko	Sy (Pa)	FS	Contrainte	F de rappel (N)	H (m)	θ(radians)	k(N.m/rad)	nb de tours
0.004	0.7	0.996	1.3E+09	1.5	8.9E+08	27.95	0.7	551.27	0.01	87.8
0.005	0.7	0.995	1.3E+09	1.5	8.6E+08	52.89	0.7	341.87	0.03	54.4
0.006	0.7	0.994	1.3E+09	1.5	8.4E+08	89.09	0.7	231.42	0.08	36.8
0.007	0.7	0.993	1.2E+09	1.5	8.2E+08	138.46	0.7	166.41	0.17	26.5
0.008	0.7	0.991	1.2E+09	1.5	8.0E+08	202.91	0.7	125.08	0.32	19.9
0.009	0.7	0.990	1.2E+09	1.5	7.9E+08	284.29	0.7	97.25	0.58	15.5
0.01	0.7	0.989	1.2E+09	1.5	7.8E+08	384.43	0.7	77.85	0.99	12.4
0.011	0.7	0.988	1.1E+09	1.5	7.6E+08	506.14	0.7	63.36	1.59	10.1
0.012	0.7	0.987	1.1E+09	1.5	7.5E+08	648.22	0.7	52.62	2.46	8.4
0.013	0.7	0.986	1.1E+09	1.5	7.5E+08	815.44	0.7	44.36	3.68	7.1
0.014	0.7	0.985	1.1E+09	1.5	7.4E+08	1008.57	0.7	37.88	5.33	6.0
0.015	0.7	0.984	1.1E+09	1.5	7.3E+08	1229.37	0.7	32.70	7.52	5.2
0.016	0.7	0.983	1.1E+09	1.5	7.2E+08	1479.57	0.7	28.50	10.38	4.5
0.017	0.7	0.982	1.1E+09	1.5	7.2E+08	1760.91	0.7	25.05	14.06	4.0

D = grand diamètre du ressort

H = Longueur du ressort

$$m = 0.146 \quad A = 2170$$

Rt = rayon du tambour

$$E = 207 \text{ E } 9$$

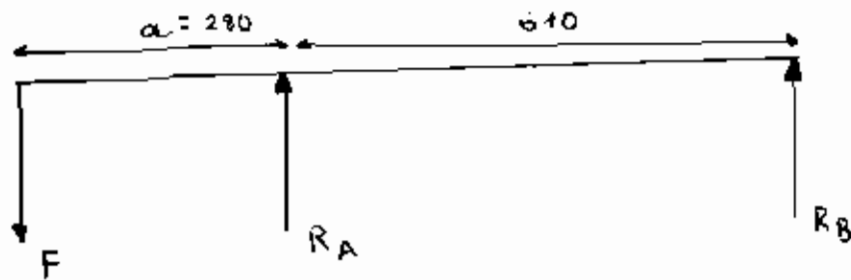
Rt = 200 mm

$$S_y = 0.75 * (A / (d * 1e+3)^m) * e6$$

d = petit diamètre du ressort

CHOIX FINAL : d = 10 mm ; D = 700 mm ; H = 700 mm ; k = 0.99 N.m/rad ; Nombre de tours = 12.4

3.2.3 DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE



Remarque : $610 \text{ mm} = \frac{1500}{2} - \frac{280}{2}$

$$F = 22.43 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (\Rightarrow) \quad F \times 280 + R_B \times 610 = 0$$

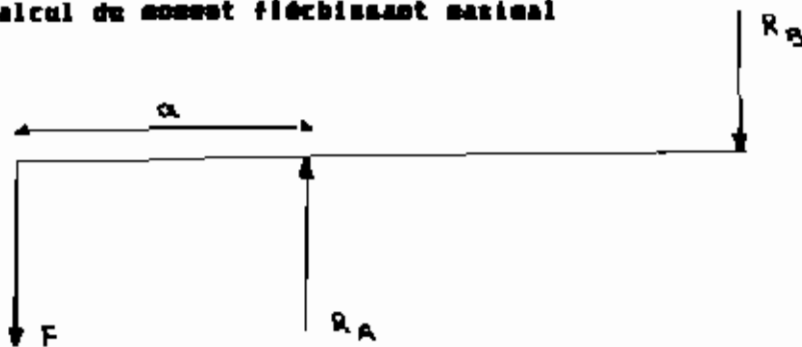
$$R_B = -280/610 F = -10.3 \text{ kN}$$

$$\sum F_V = 0 \quad (\Rightarrow) \quad -F + R_A + R_B = 0$$

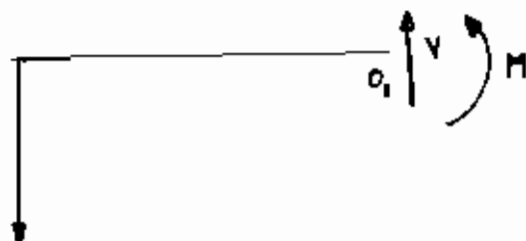
$$\Rightarrow R_A = F - R_B = 22.43 + 10.3$$

$$R_A = 32.73 \text{ kN}$$

Calcul du moment fléchissant maximal



$$0 \leq x \leq a$$

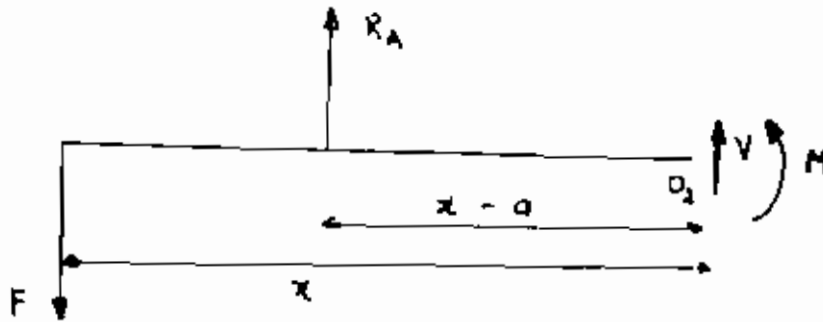


$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow V - F = 0 \Leftrightarrow V = F$$

$$\sum M_O = 0 \Leftrightarrow M + F \cdot x = 0$$

$$\Leftrightarrow M = -x \cdot F = -22.43 \cdot x$$

$$a \leq x \leq L$$



$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_A + V - F = 0 \Rightarrow V = F - R_A = R_B$$

$$V = R_B = -10.3 \text{ kN}$$

$$\sum M_O = 0 \Leftrightarrow M + F \cdot x - R_A \cdot (x - a) = 0$$

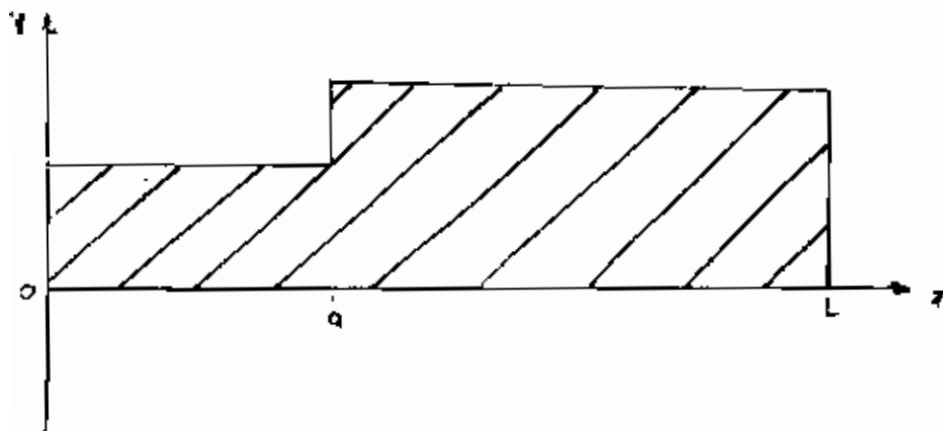
$$M = + R_A \cdot (x - a) - F \cdot x$$

$$M = (R_A - F) \cdot x - a \cdot R_A$$

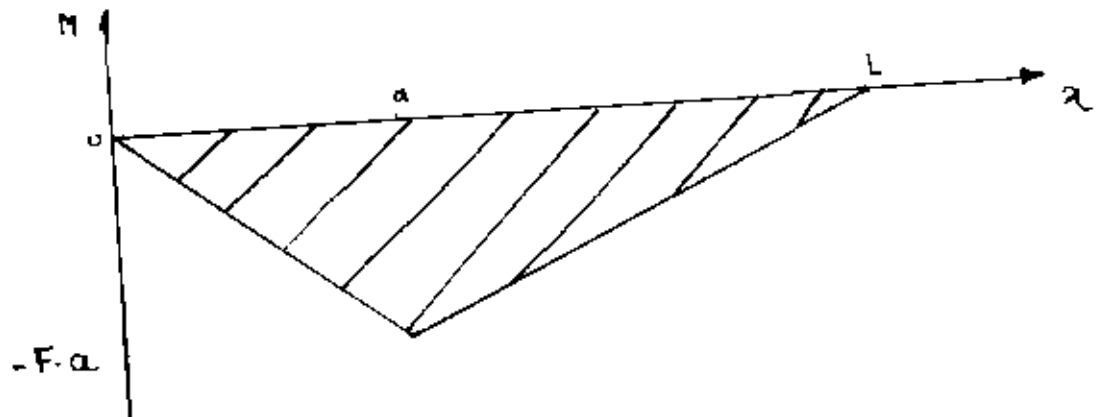
$$M = 10.3 \cdot x - 9.2$$

Tracé des diagrammes

Diagramme des efforts tranchants



Diagrammes des moments fléchissants



$$M_{max} = F \times a = 6.3 \text{ kN.m}$$

$$Mh = 6.3 \text{ kN}$$

$$T = F \times DT/2 = 22.43 \times 400/2 \cdot 10^{-3} = 4.5 \text{ kN.m}$$

$$T = 4.5 \text{ kN.m}$$

Chocs mineurs.

$C_a = 2 \Delta 3$, $C_b = 1.5 \Delta 3$, $b = 0.75$ (arbre avec concentration de contrainte)

$$S_p = b(0.18 S_{ut} , 0.30 S_y)_{min}$$

B.4200 Acier inoxydable forgé et trempé

$$S_{ut} = 1585 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1345 \text{ MPa}$$

ARBRE DU PROTOTYPE DE 0.5 KW.

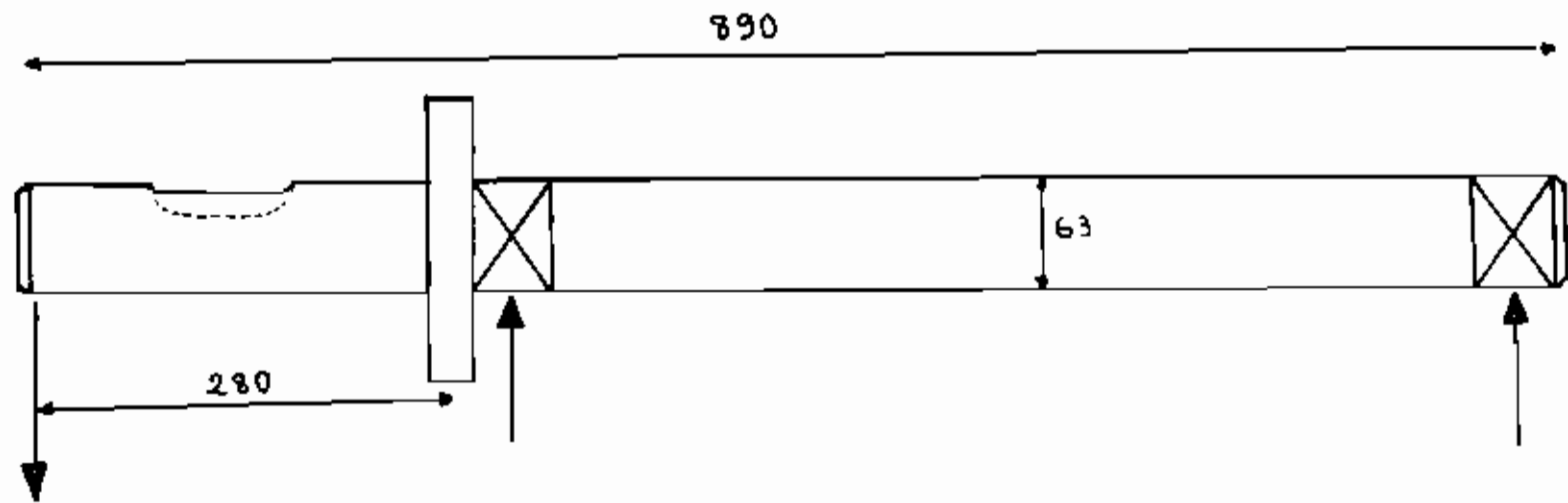


Figure n° 20

$$d_o = \frac{5.1}{B_p} \left[(C_m M)^2 + (C_t T)^2 \right]^{1/2}$$

$$B_p = b(285,5 + 403,5) \text{ mm}$$

$$B_p = 214 \text{ Mpa}$$

5.1

$$d_o = \left[\frac{214 \cdot 10^4}{(2 \times 63000)^2 + (1.5 \times 4500)^2} \right]^{1/2}$$

$$d_o = 0.063 \text{ m soit } 63 \text{ mm}$$

$$d_o = 63 \text{ mm}$$

3.2.6 CHOIX DE ROULEMENTS

Vitesse désirée $N_o = 100 \text{ tpa}$

Durée de vie de 3 ans = 25920 h

Fiabilité 90%

Roulement A

$$F_r = R_A = 32.7 \text{ kN}$$

$$F_a = 0$$

Le diamètre de l'arbre est de 63 mm

Prenons un roulement à rouleaux coniques

Diamètre intérieur 65 mm et 140 mm

Épaisseur 33 mm (voir annexe n°2)

Série de dimension 23 - Série 323

N° de roulement 32313

Charge de base statique $C_o = 20000 \text{ daN}$

Charge de base dynamique $C = 22400 \text{ daN}$

Vitesse limite : 2400 tr/mn pour lubrification avec de la graisse

3400 tr/mn pour lubrification avec de l'huile

Soit R_e la charge radiale équivalente

$$R_e = x.F_r + y.F_a$$

$$F_a = 0$$

$$R_e = x F_r$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e = 0.41 \text{ (voir annexe)}$$

$$\frac{F_a}{F_r} < e \Rightarrow x = 1, y = 0$$

$$R_e = F_r = 32.7 \text{ kN}$$

$$C = R_e \left[\frac{N_0 \times H_{L_0}}{33^{1/3} \times 500} \right]^{1/e}$$

$e = 10/3$ car on a choisi un roulement à rouleaux

$$\left. \begin{array}{l} \text{durée de vie 3 ans} \\ \text{Fiabilité 90\%} \end{array} \right\} \Rightarrow H_{L_0} = 25920 \text{ h}$$

$$C = 32.7 \times \left[\frac{100 \times 25920}{33^{1/3} \times 500} \right]^{3/10}$$

$$C = 148.6 \text{ kN} < C_{catalogue} = 224 \text{ kN}$$

\Rightarrow Le roulement choisi en A est acceptable

ROULEMENT B

$$F_r = R_b = 10.3 \text{ kN}$$

$$F_a = 0$$

Le diamètre de l'arbre étant de 48 mm choisissons un roulement rigide à une rangée de billes de diamètre intérieur 65mm et extérieur 140 et de largeur 33mm

Série de dimension 03 Serie 63

N° de roulement 6313

Charge de base statique $C_0 = 5600 \text{ daN}$

Charge de base dynamique $C = 7100 \text{ daN}$

Vitesse limite : 7000 tr/mn pour lubrification avec graisse

8500 tr/mn pour lubrification avec l'huile

R_e la charge radiale équivalente

$$R_e = x.F_r + y.F_a$$

$$F_a = 0$$

$$R_e = x.F_r$$

Le tableau de la page 89 (annexe n° 1) nous donne :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e = 0.187$$

$$\frac{F_a}{F_r} < e \Rightarrow x = 1, y = 0$$

$$R_e = F_r = 10.3 \text{ kN}$$

$$N_a \times H_{10}$$

$$C = R_e \left(\frac{1000}{331/3 \times 500} \right)^{1/3}$$

a = 3 car on a choisi un roulement à billes

durée de vie 3 ans	H ₁₀ = 25920 heures
--------------------	--------------------------------

Fiabilité 90%	100 × 25920
C = 10.3 × ($\frac{100 \times 25920}{331/3 \times 500}$) ^{1/3}	

$$C = 46.8 \text{ kN} < C_{standard} = 71 \text{ kN}$$

==> Le roulement choisi en B est acceptable.

Pour uniformiser le choix , nous choisirons à la place du roulement n°6313 un roulement identique à celui placé en A soit le roulement à rouleau n°32313.

3.2.7 CHOIX DES ELEMENTS DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

3.2.7.1 CHOIX DE LA POMPE ET DU MOTEUR

Compte tenu des coûts d'achats variables des pompes et des moteurs qui sont fonction des rendements, nous avons dressé dans le tableau suivant des combinaisons moteur-pompe à partir des tableaux de l'annexe n°4 page 4.28 circuit hydraulique. Ce tableau nous a permis de choisir la combinaison acceptable suivant un rapport coût/rendement jugé bon.

Tableau 7

TABLEAU DE CHOIX DU MOTEUR ET DE LA POMPE

Type de pompe	η_p Rendement pompe	Type de moteur	η_m Rendement moteur	Coût d'achat normalisé		Coût d'entretien normalisé		Rendement total η_{p-m}	Coût normalisé moteur + pompe
				Pompe	Moteur	Pompe	Moteur		
Engrenage cylindrée fixe	70 à 80	Engrenage	80 à 90	1	1	1 94	1 94	42 à 72%	5 88
Engrenage cylindrée fixe	70 à 80	Piston cylindrée fixe	80 à 92	1	2 14	1	1	58 à 74%	6 14
Piston cylindrée fixe	80 à 92	Engrenage	80 à 90	2 14	1	1 94	1 94	48 à 83%	7 02
Piston cylindrée fixe	80 à 92	Piston cylindrée fixe	80 à 92	2 14	2 14	1	1	58 à 87%	8 28

Le moteur est actionné par un fluide de débit fixe donc nécessairement le moteur serait à cylindrée fixe. Vu le coût de la combinaison pompe-moteur on est obligé de choisir la combinaison (pompe et moteur à engrenage à cylindrée fixe) dont le rendement varie de 42% à 76%. Donc nous pouvons travailler avec un rendement de 50% à la sortie du moteur.

CHOIX FINAL

	Moteur à engrenage à cylindrée fixe	Pompe à engrenage à cylindrée fixe	de la combinaison Pompe moteur	1 à 2 % de pertes de charge	Rendement du Circuit hydraulique
Rendement	80 à 80%	70 à 80%	42 à 72%		
Rendement choisi	88%	78%	51%	98%	50%

Le calcul des caractéristiques des éléments du circuit hydraulique peut faire l'objet d'un autre projet de fin d'études pour finaliser le tout car le temps alloué à ce présent projet est insuffisant pour aborder ce calcul de détail.

3.3 ETUDE DES COUTS GLOBAUX

À l'instar du tableau de coût d'achats du matériel utilisé pour la construction du modèle réduit et les renseignements reçus sur les prix auprès des maisons de ventes de Dakar, nous avons pu dresser dans le tableau n° une estimation globale des coûts de réalisation de la machine.

3.4 ETUDE DE RENTABILITE FINANCIERE

3.4.1 RECETTES

Pour avoir une idée sur les recettes annuelles nous utiliserons les informations reçues sur le coût moyen d'électricité au Sénégal qui est environ 70 F le kWh.

Pour notre machine qui développe une puissance de 0.5KM on aura par an une recette de $0.5 \times 365 \times 24 \times 70 = 306600$ F/an

Nous estimons la valeur résiduelle de la machine, à 10% de l'investissement initial, après sa durée de vie qui est de 6 ans.

TABLEAU DES COUTS GLOBAUX

Matériel	Quantité	Coût (FCFA)
Câble	15 m x 15 mm	59962.5
Corneurs	13 de 3 m 30 x 30	40040
Tôles d'aciers de 1 mm	11 Feuilles de 2 x 1	80500
Tôles d'aciers de 3 mm	1 Feuille de 2x1	15300
Fil à piano	2 de 25 m x 4 mm	80300
Plexiglas	34 de 4,72 mm	27979
Barres d'acier	1	15000
Génératrice	1	200000*
Peinture	1	10000*
2 Roulements	2 x 1	15000*
Pompe	1	100000*
Moteur	1	100000*
Accumulateur	1	200000*
Reservoir	1	10000*
conduites	1 x 3 m	10000*
Fils de transport électriques		40000*
Coût de fabrication et d'installation		150000*
Investissement initial		1024081.5*
* Les coûts estimés		

3.4.2 DEPENSES

Après les trois premières années d'utilisation de la machine nous ferons une révision générale qui nécessitera le remplacement du câble et les deux roulements et un nouveau revêtement de peinture pour renforcer la protection contre la corrosion. D'autre part si on constate la dégradation totale du zinc sacrificiel qui se corrode à la place du caisson nous pourrions également le remplacer. Le coût de cette révision est estimé à 60.000 F.

Nous prenons un taux d'actualisation de 10%.

3.4.3 EVALUATION FINANCIERE

Le tableau suivant résume l'évaluation financière de la machine sur sa durée de vie de 6 ans.

La valeur résiduelle à la fin de la sixième année est de

$$0.1 \times 1144081.5 \text{ F}$$

Connaissant les valeurs futures on les ramène au présent par la

$$\text{formule } P_n = \frac{F_n}{(1+i)^n}, \quad F_n = \text{valeur future}, \quad P_n = \text{valeur au présent}$$

Les estimations assez grossières de certains coûts ont sérieusement agi sur le flux financier cumulé. Mais malgré cela le projet devient rentable à partir de la sixième année et cela jusqu'à 10 ans au moins.

Donc si les prix et les coûts étaient mieux connus, l'évaluation serait plus exacte et le projet serait plus rentable.

D'autre part si l'on pouvait construire une série de machines alors les coûts globaux diminueraient d'au moins de moitié sauf pour le coût de base des éléments du circuit hydraulique et des matériaux.

Tableau 9

TABLEAU DE L'ÉVALUATION FINANCIÈRE

ANNÉE	0	1	2	3	4	5	6
Investissement	1 024 081,5						
Investissement actualisé	1 024 081,5						
Recettes		306 800	306 800	306 800	306 800	306 800	306 800
Recettes actualisées			253 388,4	230 353,1	209 412	180 374,5	173 057,7
Dépenses				60 000			
Dépenses actualisées				45 078,9			
Valeurs résiduelles							1 024 081,2
Valeur résiduelle actualisée							645 800,4
Flux financier	-1 024 081,5	276 727,3	253 388,4	186 274,2	209 412	180 374,5	237 848,1
Flux financier cumulé	-1 024 081,5	-745 354,2	-491 965	-306 891	-87 278,6	60 094,9	318 743

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Au terme de cette étude nous avons pu amorcer un travail de grande envergure dans le domaine énergétique.

Ce travail, axé sur l'utilisation des énergies renouvelables, a eu pour objet de contribuer au développement par un transfert des technologies existantes.

Le modèle réduit de la machine issue de ce projet intitulé "conception et construction d'une génératrice électrique alimentée par l'énergie des vagues" et qui a été traité dans ce présent document doit passer à l'étape des essais sur mer pour une étude approfondie de certains comportements difficiles à modéliser et qui échappent à l'analyse.

Après avoir fait une simulation sur mer, on pourrait passer à la fabrication du prototype de cette machine.

Pour finir, nous pouvons dire que notre projet a un avenir certain vu l'évaluation des coûts de fabrication du prototype de 0.5 kw, son étude de rentabilité et sa finalité économique qui est de satisfaire des besoins en énergie, de certaines installations maritimes, des populations qui n'ont pas accès au réseau de distribution de l'énergie électrique.

Nous aimerions que l'étude sur ce mode d'extraction de l'énergie soit poursuivie pour devenir une réalité.

ANNEXE 1

DONNEES STATISTIQUES SUR LES
HAUTEURS DE VAGUES

MOIS DE JANVIER

Date	hauteurs	Période
1	0.80	8.00
	0.81	8.00
	0.78	8.00
	0.86	8.00
2	1.00	7.80
	0.78	7.80
	0.73	7.00
	0.84	7.80
3	1.00	8.00
	0.83	8.00
	0.83	7.50
	0.88	7.00
4	0.85	7.80
	1.08	8.00
	0.76	8.00
	0.72	8.00
5	0.72	8.00
	0.72	8.80
	0.74	8.00
	0.78	8.80
6	0.72	8.80
	0.88	8.00
	0.84	8.00
	0.82	8.00
7	0.84	4.80
	0.85	5.00
	0.84	8.00
	0.88	5.00
8	0.84	8.20
	0.88	8.00
	0.71	8.80
	0.88	9.00
9	0.71	8.80
	0.70	8.80
	0.73	8.00
	0.78	8.00
10	0.88	8.00
	0.88	7.00
	0.83	7.80
	0.83	7.00
11	0.84	8.00
	0.88	8.00
	0.83	12.00
	0.88	11.00
12	1.00	12.80
	1.17	14.00
	0.88	10.00
	0.80	8.00
13	0.78	10.00
	0.75	10.00
	0.81	10.00
	0.80	8.80
14	0.78	8.00
	0.88	7.80
	0.83	8.00
	0.88	8.00
15	0.70	8.00
	0.85	8.00
	0.81	7.80
	0.83	7.80
16	0.84	8.00
	0.87	8.00
	0.88	7.80
	0.81	8.00
17	0.84	8.00
	0.84	8.80
	0.70	8.00
	1.03	7.80
18	1.00	7.80
	0.84	7.00
	0.77	7.00

MOIS DE FEVRIER

Date	hauteurs	Période
1	0.82	8.00
	0.78	8.80
	0.82	8.00
	0.85	8.00
2	0.98	8.00
	1.03	7.00
	0.88	8.00
	0.83	8.80
3	0.82	8.80
	0.88	5.80
	0.88	8.00
	1.18	8.00
4	1.28	8.00
	1.28	7.00
	1.18	7.80
	1.10	7.00
5	1.20	8.00
	1.14	7.00
	1.13	7.00
	1.08	7.00
6	1.00	8.00
	1.08	8.00
	0.83	8.00
7	0.84	8.80
	0.88	8.80
	0.84	8.00
	0.82	8.00
8	0.84	8.80
	1.01	7.00
	0.88	8.00
	1.10	8.00
9	0.81	5.50
	0.88	8.80
	0.82	8.00
	0.88	8.00
10	1.08	8.00
	1.07	7.80
	0.88	7.00
	0.82	8.00
11	0.88	8.80
	0.78	8.50
	0.78	8.00
	1.03	8.00
12	1.11	7.00
	1.28	7.00
	1.58	8.00
	1.81	8.00
13	1.72	8.80
	1.77	8.00
	1.48	8.00
	1.28	8.00
14	1.28	8.00
	1.43	8.50
	1.42	8.80
	1.33	8.00
15	1.28	8.00
	1.12	10.00
	1.13	8.00
	0.83	10.00
16	1.32	14.00
	2.08	14.00
	2.08	14.00
	2.17	18.00
17	1.38	18.00
	1.28	8.00
	1.11	7.80
	1.12	7.80
18	1.18	7.80
	1.01	7.00
	0.82	8.80

MOIS DE MARS

Date	hauteurs	Période
1	0.84	8.80
	0.84	8.00
	1.14	8.80
	1.01	8.00
2	1.04	8.00
	0.88	8.80
	0.82	8.80
	0.84	8.00
3	0.83	8.00
	0.88	8.80
	1.48	8.00
	0.82	8.00
4	1.11	8.80
	1.08	8.80
	1.30	8.00
	0.88	8.00
5	0.82	8.80
	0.87	8.80
	0.80	8.00
	0.84	8.80
6	0.85	8.00
	0.87	8.00
	0.85	8.00
	0.88	8.00
7	0.80	8.00
	0.84	8.80
	1.28	10.00
	1.38	10.00
SOMME	27.72	178.80
MOYENNE	0.88	8.41

Période moyenne 8.73 secondes

0.81 m

Période moyenne

Hauteur moyenne

	MOYENNE	MOYENNE
	1.00	7.00
18	0.82	8.00
	0.81	7.00
	0.81	8.00
	0.80	8.00
20	0.81	8.50
	0.79	8.50
	0.83	8.50
	0.77	8.00
	0.82	8.00
21	0.74	8.50
	0.72	8.50
	0.78	8.00
	0.80	8.50
22	0.73	8.50
	0.72	8.50
	0.83	4.50
	0.79	4.50
23	0.88	4.50
	0.89	4.50
	0.79	4.50
	0.73	8.00
24	1.10	7.00
	0.82	8.00
	0.80	8.00
	0.80	8.50
25	0.80	8.50
	0.77	8.00
	0.79	8.00
	0.79	8.00
	0.79	8.00
26	0.80	8.00
	0.80	8.00
	0.87	3.00
28	0.88	5.00
	0.85	5.00
	0.85	5.00
	0.86	8.00
	0.71	8.00
SOMME	111.36	781.60
MOYENNE	0.88	8.80

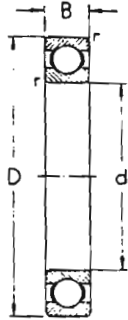
	MOYENNE	MOYENNE
	0.71	8.50
18	0.80	8.00
	0.77	8.50
	0.81	8.00
	0.70	8.00
	0.88	8.00
	0.70	8.00
21	0.78	10.00
	0.78	8.00
	0.83	8.00
	0.83	8.00
	0.83	8.00
22	0.70	8.00
	0.80	8.00
	0.88	7.50
	0.88	7.00
	0.88	7.00
23	0.88	8.00
	0.89	8.00
	0.89	8.00
	0.70	7.50
	0.70	7.50
24	0.87	7.00
	0.87	8.50
	0.87	8.00
	0.88	8.00
25	0.70	8.00
	0.82	8.00
	0.73	8.00
	0.85	7.00
27	0.86	7.00
	0.87	7.00
	0.89	7.00
	0.82	7.00
28	0.82	8.00
	0.81	8.00
	0.81	8.00
29	0.84	8.00
	0.89	8.00
	0.89	8.00
	0.77	7.00
	0.87	7.50
	0.88	7.50
30	0.88	7.00
	0.85	8.00
	0.85	8.00
	0.79	7.00
31	0.79	7.00
	1.01	8.00
	0.81	8.00
	0.88	7.00
SOMME	89.20	888.50
MOYENNE	0.79	8.88

ANNEXE 2
CHOIX DES ROULEMENTS.

roulements rigides à une rangée de billes

Série de dimensions 10

Série 60

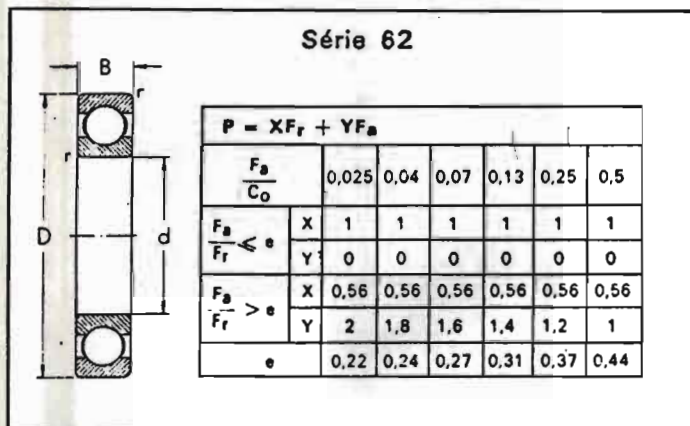


$P = XF_r + YF_a$							
$\frac{F_a}{C_0}$		0,025	0,04	0,07	0,13	0,25	0,5
$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	X	1	1	1	1	1	1
	Y	0	0	0	0	0	0
$\frac{F_a}{F_r} > e$	X	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
	Y	2	1,8	1,6	1,4	1,2	1
e		0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44

Roulement N°	Millimètres				Charge de base en daN		Vitesse limite tr/min	
	d	D	B	r	statique C ₀	dynamique C	Lubrification	
							graisse	huile
6000	10	26	8	0,5	153	285	30000	36000
01	12	28	8	0,5	173	310	26000	32000
02	15	32	9	0,5	250	430	22000	28000
6003	17	35	10	0,5	280	465	19000	24000
04	20	42	12	1	450	720	17000	20000
05	25	47	12	1	560	865	15000	18000
6006	30	55	13	1,5	680	1020	12000	15000
07	35	62	14	1,5	850	1220	10000	13000
08	40	68	15	1,5	930	1290	9500	12000
6009	45	75	16	1,5	1220	1630	9000	11000
10	50	80	16	1,5	1320	1660	8500	10000
11	55	90	18	2	1700	2160	7500	9000
6012	60	95	18	2	1830	2280	6700	8000
13	65	100	18	2	1960	2360	6300	7500
14	70	110	20	2	2450	2900	6000	7000
6015	75	115	20	2	2600	3050	5600	6700
16	80	125	22	2	3150	3650	5300	6300
17	85	130	22	2	3350	3800	5000	6000
6018	90	140	24	2,5	3900	4500	4800	5600
19	95	145	24	2,5	4150	4650	4500	5300
20	100	150	24	2,5	4150	4650	4300	5000
6021	105	160	26	3	5100	5600	4000	4800
22	110	170	28	3	5700	6300	3800	4500
24	120	180	28	3	6100	6550	3400	4000
6026	130	200	33	3	7800	8150	3200	3800
28	140	210	33	3	8300	8500	3000	3600
30	150	225	35	3,5	9650	9650	2600	3200
6032	160	240	38	3,5	11200	11000	2400	3000
34	170	260	42	3,5	13400	12900	2200	2800
36	180	280	46	3,5	15600	14600	2000	2600
6038	190	290	46	3,5	16600	15000	2000	2600
40	200	310	51	3,5	19000	16600	1900	2400
44	220	340	56	4	22800	19000	1800	2200
6048	240	440	72	4	24500	19600	1300	1600

roulements rigides à une rangée de billes

Série de dimensions 02

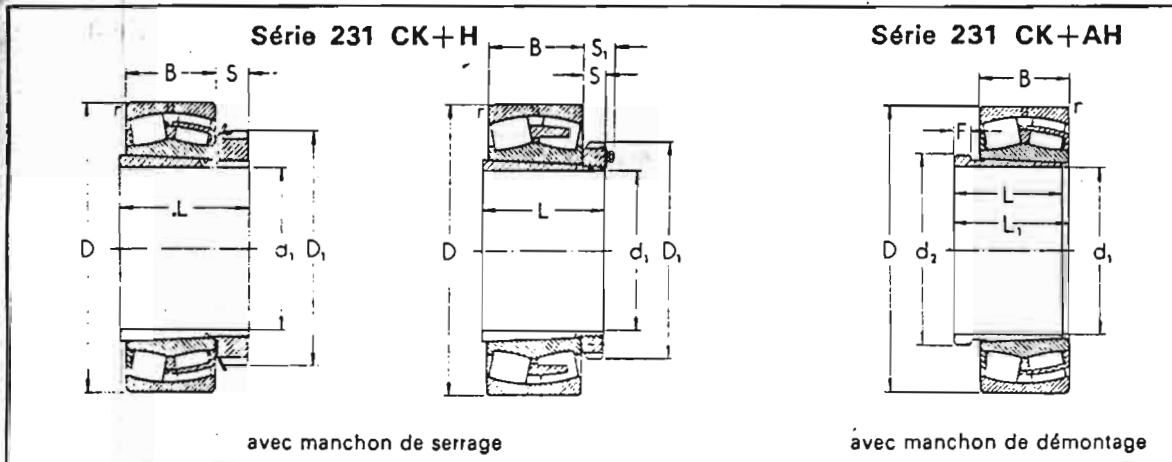


Roulement N°	Millimètres				Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	r ≈	statique C ₀	dynamique C	Lubrification	
							graisse	huile
6200	10	30	9	1	224	390	24000	30000
01	12	32	10	1	310	530	22000	28000
02	15	35	11	1	355	600	19000	24000
6203	17	40	12	1	450	735	17000	20000
04	20	47	14	1,5	620	980	15000	18000
05	25	52	15	1,5	695	1080	12000	15000
6206	30	62	16	1,5	1000	1500	10000	13000
07	35	72	17	2	1370	1960	9000	11000
08	40	80	18	2	1660	2360	8500	10000
6209	45	85	19	2	1860	2550	7500	9000
10	50	90	20	2	1960	2700	7000	8500
11	55	100	21	2,5	2500	3350	6300	7500
6212	60	110	22	2,5	2800	3650	6000	7000
13	65	120	23	2,5	3400	4300	5300	6300
14	70	125	24	2,5	3750	4750	5000	6000
6215	75	130	25	2,5	4050	5100	4800	5600
16	80	140	26	3	4500	5600	4500	5300
17	85	150	28	3	5300	6400	4300	5000
6218	90	160	30	3	6100	7350	3800	4500
19	95	170	32	3,5	6950	8300	3600	4300
20	100	180	34	3,5	7800	9500	3400	4000
6221	105	190	36	3,5	9000	10200	3200	3800
22	110	200	38	3,5	10000	11200	3000	3600
24	120	215	40	3,5	10000	11200	2800	3400
6226	130	230	40	4	11200	12000	2600	3200
28	140	250	42	4	12200	12700	2400	3000
30	150	270	45	4	13700	13400	2000	2600
32	160	290	48	4	14600	14300	1900	2400
6234	170	310	52	5	18000	16300	1900	2400
36	180	320	52	5	19600	17600	1800	2200
38	190	340	55	5	23200	19600	1700	2000
40	200	360	58	5	25000	20800	1700	2000
44	220	400	65	5	29000	22800	1500	1800
48	240	440	72	5	38000	27500	1300	1600

A la place des roulements 6234 à 6248, on aura intérêt à utiliser pour des constructions nouvelles, si possible, les roulements correspondants de la série 60 (page 89).

roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux

Série de dimensions 31



Manchon de serrage N°	Millimètres					Manchon de démontage N°	Millimètres					Filetage du manchon de démontage	Écrou de démontage correspondt. N°
	d ₁	L	D ₁	S	S ₁ (1)		d ₁	d ₂	L	L ₁ (2)	F		
H 3120	90	76	130	20		AHX 3120	95	110	64	68	11	M 110 x 2	KM 22
H 3122	100	81	145	21		AHX 3122	105	120	68	72	11	120 x 2	24
H 3124	110	88	155	22		AHX 3124	115	130	75	79	12	130 x 2	26
H 3126	115	82	165	23		AHX 3126	125	140	78	82	12	M 140 x 2	KM 28
H 3128	125	97	180	24		AHX 3128	135	150	83	88	14	150 x 2	30
H 3130	135	111	195	26		AHX 3130	145	165	96	101	15	165 x 3	33
H 3132	140	119	210	28		AH 3132	150	180	103	108	16	M 180 x 3	KM 36
H 3134	150	122	220	29		AH 3134	160	190	104	109	16	190 x 3	38
H 3136	160	131	230	30		AH 3136	170	200	116	122	19	200 x 3	40
H 3138	170	141	240	31		AH 3138	180	210	125	131	20	Tr 210 x 4	HM 42 T
H 3140	180	150	250	32		AH 3140	190	220	134	140	21	220 x 4	44 T
H 3144 A	200	161	280	35		AH 3144	200	240	145	151	23	240 x 4	48 T
H 3148 A	220	172	300	37		AH 3148	220	260	154	161	25	Tr 260 x 4	HM 52 T
H 3152 A	240	190	330	39		AH 3152	240	290	172	179	26	290 x 4	58 T
H 3156 A	260	195	350	41		AH 3156	260	310	175	183	28	310 x 5	62 T
H 3160	280	208	380	40	53	AH 3160	280	330	192	200	30	Tr 330 x 5	HM 66 T
H 3164	300	226	400	42	56	AH 3164	300	350	209	217	31	350 x 5	70 T
H 3168	320	254	440	55	72	AH 3168	320	370	225	234	33	370 x 5	74 T
H 3172	340	259	460	58	75	AH 3172	340	400	229	238	35	Tr 400 x 5	HM 80 T
H 3176	360	264	490	60	77	AH 3176	360	420	232	242	36	420 x 5	84 T
H 3180	380	272	520	62	82	AH 3180	380	440	240	250	38	440 x 5	88 T
H 3184	400	304	540	70	90	AH 3184	400	460	266	276	40	Tr 460 x 5	HM 92 T
H 3188	410	307	560	70	90	AHX 3188	420	480	270	281	42	480 x 5	96 T
H 3129	430	326	580	75	95	AHX 3192	440	510	285	296	43	510 x 6	102 T
H 3196	450	335	620	75	95	AHX 3196	460	530	295	307	45	Tr 530 x 6	HM 106 T
H 31/500	470	356	630	80	100	AHX 31/500	480	550	313	325	47	550 x 6	110 T

(1) Les manchons de serrage dont la dimension S₁ est indiquée sur le tableau ci-dessus sont exécutés selon la figure du milieu.

(2) Lors de l'emmanchement à la presse du manchon de démontage, la cote L₁ est diminuée (voir tableau de réduction de jeu)

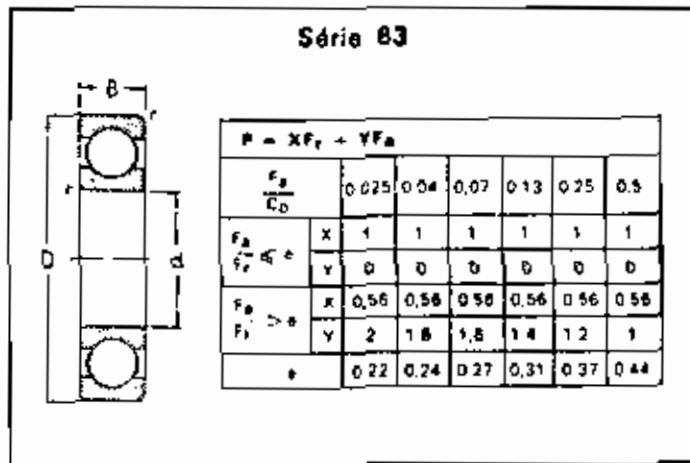
Nous livrons sur demande des manchons de démontage AOH de grandes dimensions munis de canaux d'injection d'huile sous pression.

Exemple de désignation AOH 3148.

Nous pouvons, pour le rechange seulement, fournir des manchons AHX spéciaux alésés aux mêmes cotes que les anciennes séries AH.

roulements rigides à une rangée de billes

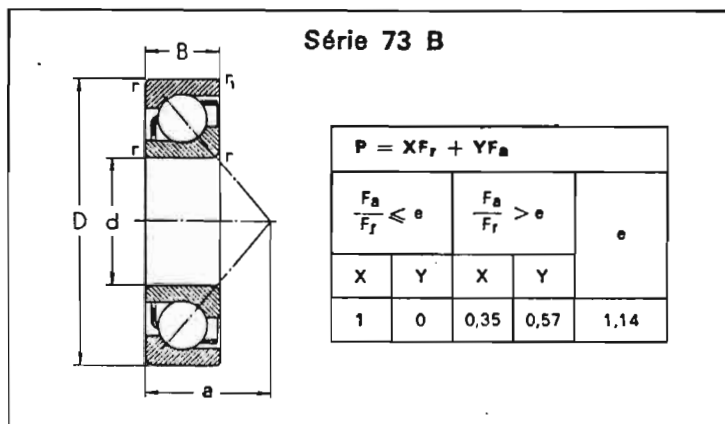
Série de dimensions 03



Roulement N°	Millimètres				Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	r	statique C ₀	dynamique C	Lubrification graisse	huile
6300	10	35	11	1	375	520	20000	26000
01	12	37	12	1.5	465	750	19000	24000
02	15	42	13	1.5	540	880	17000	20000
6303	17	47	14	1.5	655	1040	16000	19000
04	20	52	15	2	780	1220	13000	16000
05	25	62	17	2	1140	1730	11000	14000
6306	30	72	19	2	1460	2160	9000	11000
07	35	80	21	2.5	1800	2550	8500	10000
08	40	90	23	2.5	2240	3150	7500	9000
6309	45	100	25	2.5	3000	4050	6700	8000
10	50	110	27	3	3600	4750	6300	7500
11	55	120	29	3	4150	5500	5600	6700
6312	60	130	31	3.5	4800	6300	5000	6000
13	65	140	33	3.5	5600	7100	4800	5600
14	70	150	35	3.5	6300	8000	4500	5300
6315	75	160	37	3.5	7200	8650	4300	5000
16	80	170	39	3.5	8000	9500	3800	4500
17	85	180	41	4	10200	9000	3600	4300
6318	90	190	43	4	9800	11000	3400	4000
19	95	200	45	4	11000	11800	3200	3800
20	100	215	47	4	13200	13400	3000	3600
6321	105	225	49	4	14300	14000	2800	3400
22	110	240	50	4	16600	15600	2600	3200
24	120	250	55	4	16600	16000	2400	3000
6326	130	280	58	5	19300	17600	2200	2800
28	140	300	62	5	22400	19600	2000	2600
30	150	320	65	5	25000	21200	1900	2400

roulements à une rangée de billes à contact oblique

Série de dimensions 03

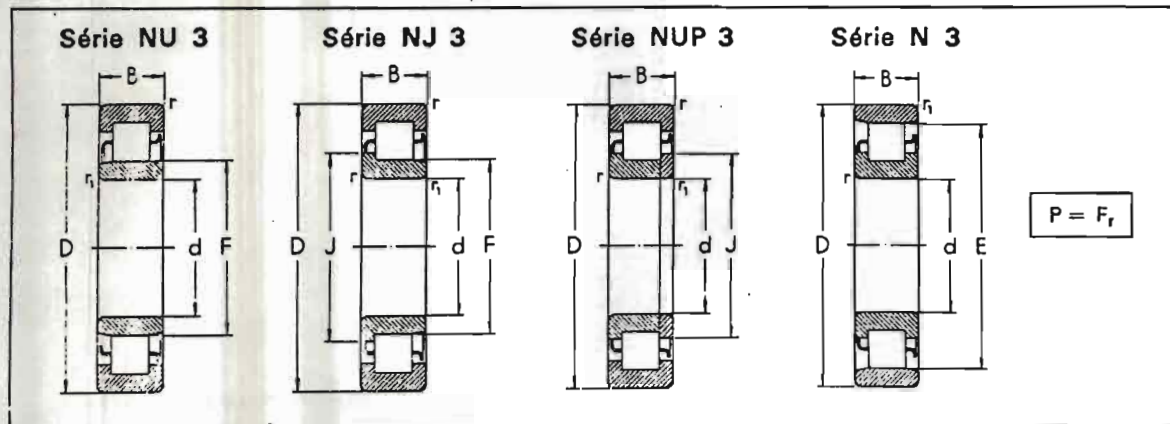


Roulement N°	Millimètres						Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	r ≈	r1 ≈	a ≈	statique C ₀	dynamique C	Lubrification	
									graisse	huile
7302 B	15	42	13	1,5	0,8	19	530	900	14000	19000
03	17	47	14	1,5	0,8	21	710	1140	12000	17000
04 B	20	52	15	2	1	23	815	1340	10000	15000
7305 B	25	62	17	2	1	27	1220	1900	8500	12000
06 B	30	72	19	2	1	31	1660	2400	7500	10000
07 B	35	80	21	2,5	1,2	35	2000	2800	7000	9500
7308 B	40	90	23	2,5	1,2	39	2500	3450	6300	8500
09 B	45	100	25	2,5	1,2	43	3350	4500	5600	7500
10 B	50	110	27	3	1,5	47	4000	5200	5000	6700
7311 B	55	120	29	3	1,5	52	4650	6100	4500	6000
12 B	60	130	31	3,5	2	55	5400	6950	4300	5600
13 B	65	140	33	3,5	2	60	6200	7800	4000	5300
7314 B	70	150	35	3,5	2	64	7200	8800	3600	4800
15 B	75	160	37	3,5	2	68	8000	9650	3400	4500
16 B	80	170	39	3,5	2	72	9000	10400	3200	4300
7317 B	85	180	41	4	2	76	10000	11200	3000	4000
18 B	90	190	43	4	2	80	11200	12000	2800	3800
7320 B	100	215	47	4	2	90	15000	14600	2400	3400
22 B	110	240	50	4	2	99	19000	17300	2000	3000
7324 B	120	260	55	4	2	108	20800	18300	1900	2800
7326 B	130	280	58	4	2	115	22400	19300	1800	2600
7328 B	140	300	62	5	2,5	123	25500	21200	1700	2400
7330 B	150	320	65	5	2,5	132	30000	23200	1600	2200

Le suffixe B signifie : angle de contact de 40° ce qui correspond à notre exécution actuelle.

roulements à rouleaux cylindriques

Série de dimensions 03

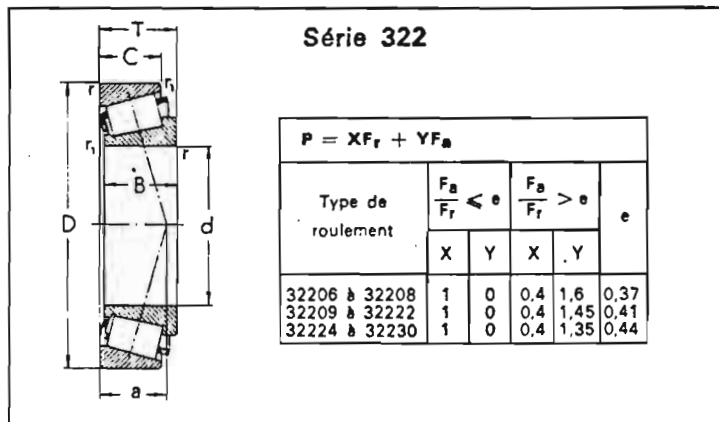


Roulement N°				Millimètres								Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
				d	D	B	E	F	J	r	n	statique C ₀	dynam. C	Lubrification graisse	huile
NU 303	NJ 303			17	47	14	39,1	25,1	28,4	1,5	1	865	1560	14000	17000
NU 304	NJ 304	NUP 304	N 304	20	52	15	44,5	28,5	31,8	2	1	1160	2040	12000	15000
	305	305	305	25	62	17	53	35	39	2	2	1500	2600	9500	12000
	306	306	306	30	72	19	62	42	45,9	2	2	2000	3400	8500	10000
NU 307	NJ 307	NUP 307	N 307	35	80	21	68,2	46,2	50,8	2,5	2	2700	4300	8000	9500
	308	308	308	40	90	23	77,5	53,5	58,4	2,5	2,5	3250	5100	6700	8000
	309	309	309	45	100	25	86,5	58,5	64	2,5	2,5	4550	6950	6300	7500
NU 310	NJ 310	NUP 310	N 310	50	110	27	95	65	71	3	3	5200	8000	5600	6700
	311	311	311	55	120	29	104,5	70,5	77,2	3	3	6700	10000	5000	6000
	312	312	312	60	130	31	113	77	84,2	3,5	3,5	7650	11200	4800	5600
NU 313	NJ 313	NUP 313	N 313	65	140	33	121,5	83,5	91	3,5	3,5	8500	12500	4500	5300
	314	314	314	70	150	35	130	90	98	3,5	3,5	10200	14600	4000	4800
	315	315	315	75	160	37	139,5	95,5	104,2	3,5	3,5	12500	17600	3800	4500
NU 316	NJ 316	NUP 316	N 316	80	170	39	147	103	111,8	3,5	3,5	12500	17600	3600	4300
	317	317	317	85	180	41	156	108	117,5	4	4	14600	20400	3400	4000
	318	318	318	90	190	43	165	115	125	4	4	16000	22000	3200	3800
NU 319	NJ 319	NUP 319	N 319	95	200	45	173,5	121,5	132	4	4	19000	25000	3000	3600
	320	320	320	100	215	47	185,5	129,5	140,5	4	4	22000	29000	2800	3400
	321	321	321	105	225	49	195	135	147	4	4	25500	33500	2600	3200
NU 322	NJ 322	NUP 322	N 322	110	240	50	207	143	155,5	4	4	29000	37500	2400	3000
	324	324	324	120	260	55	226	154	168,5	4	4	34000	44000	2200	2800
	326	326	N 326	130	280	58	243	167	182	5	5	40500	51000	2000	2600
	328	328		140	300	62		180	196	5	5	45500	57000	1900	2400

Les bagues d'épaulement HJ pour roulements à rouleaux cylindriques figurent page 127.

roulements à rouleaux coniques

Série de dimensions 22



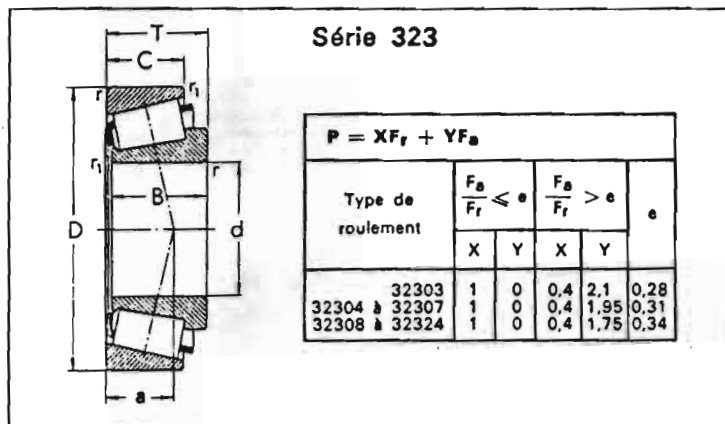
Roulement N°	Millimètres								Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	C	T	r ≈	r ₁ ≈	a ≈	statique C ₀	dynamique C	Lubrification graisse huile	
32206	30	62	20	17	21,25	1,5	0,5	15	3400	4300	6300	8500
07	35	72	23	19	24,25	2	0,8	18	5300	4500	5300	7000
08	40	80	23	19	24,75	2	0,8	19	5000	6400	4800	6300
32209	45	85	23	19	24,75	2	0,8	20	5600	6800	4500	6000
10	50	90	23	19	24,75	2	0,8	21	5700	6950	4300	5600
11	55	100	25	21	26,75	2,5	0,8	22	7500	9000	3800	5000
32212	60	110	28	24	29,75	2,5	0,8	24	9150	10800	3400	4500
13	65	120	31	27	32,75	2,5	0,8	26	11200	12900	3000	4000
14	70	125	31	27	33,25	2,5	0,8	28	11800	13400	2800	3800
32215	75	130	31	27	33,25	2,5	0,8	29	12000	13700	2600	3600
16	80	140	33	28	35,25	3	1	30	13700	16000	2400	3400
17	85	150	36	30	38,5	3	1	33	16300	18300	2200	3200
32218	90	160	40	34	42,5	3	1	36	19300	21600	2000	3000
19	95	170	43	37	45,5	3,5	1,2	38	22000	24000	1900	2800
20	100	180	46	39	49	3,5	1,2	41	25000	27000	1800	2600
32221	105	190	50	43	53	3,5	1,2	44	29000	31000	1800	2600
22	110	200	53	46	56	3,5	1,2	46	32500	34000	1700	2400
24	120	215	58	50	61,5	3,5	1,2	52	34000	35500	1600	2200
32226	130	230	64	54	67,75	4	1,5	56	40500	42500	1500	2000
28	140	250	68	58	71,75	4	1,5	60	48000	49000	1400	1900

Pour la série 322 B (à grand angle de contact) voir page 137.

SKF fournit également des roulements à rouleaux coniques à cotes en inches . Documentation sur demande.

roulements à rouleaux coniques

Série de dimensions 23



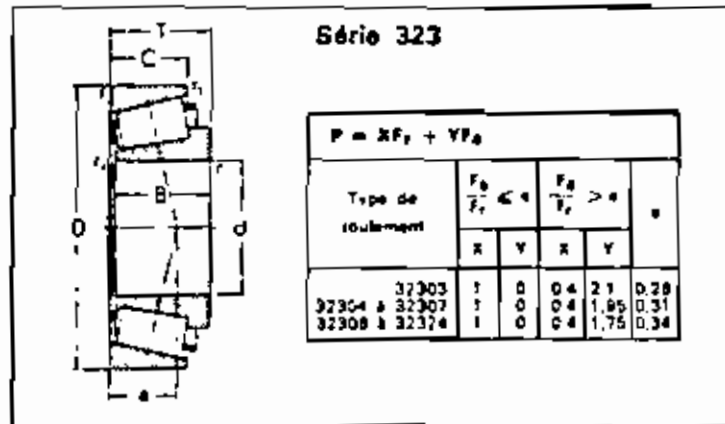
Roulement N°	Millimètres								Charge de base en daN		Vitesse limite ω /mn	
	d	D	B	C	T	$r \approx$	$r_1 \approx$	$a \approx$	statique C_0	dynamique C	Lubrification graisse	huile
32303	17	47	19	16	20,25	1,5	0,5	12	2120	3000	8000	11000
04	20	52	21	18	22,25	2	0,8	13	2850	3750	7500	10000
05	25	62	24	20	25,25	2	0,8	15	3900	5100	6000	8000
32306	30	72	27	23	28,75	2	0,8	17	5200	6550	5300	7000
07	35	80	31	25	32,75	2,5	0,8	20	6550	8150	4800	6300
08	40	90	33	27	35,25	2,5	0,8	23	8300	10000	4000	5300
32309	45	100	36	30	38,25	2,5	0,8	25	10200	12000	3600	4800
10	50	110	40	33	42,25	3	1	28	12700	14600	3200	4300
11	55	120	43	35	45,5	3	1	29	14600	17000	3000	4000
32312	60	130	46	37	48,5	3,5	1,2	31	17300	19600	2600	3600
13	65	140	48	39	51	3,5	1,2	33	20000	22400	2400	3400
14	70	150	51	42	54	3,5	1,2	36	22800	25000	2200	3200
32315	75	160	55	45	58	3,5	1,2	38	26500	28500	2000	3000
16	80	170	58	48	61,5	3,5	1,2	40	29000	32000	1900	2800
17	85	180	60	49	63,5	4	1,5	42	28500	32000	1800	2600
32318	90	190	64	53	67,5	4	1,5	44	31500	35500	1700	2400
19	95	200	67	55	71,5	4	1,5	47	34500	38000	1700	2400
20	100	215	73	60	77,5	4	1,5	51	40500	45000	1600	2200
22	110	240	80	65	84,5	4	1,5	56	50000	54000	1400	1900

Pour la série 323 B (à grand angle de contact) voir page suivante.

SKF fabrique également des roulements à rouleaux coniques à cotes en inches. Documentation sur demande.

roulements à rouleaux coniques

Série de dimensions 23



Roulement N°	Millimètres								Charge de base en daN		Vitesse limite g/min	
	d	D	B	C	T	r ₁	r ₂	a	statique C ₀	dynamique C	Lubrification	
												grasse
32303	17	47	10	16	20,25	1,5	0,5	12	2120	3000	8000	11000
04	20	52	11	18	22,25	2	0,8	13	2850	3750	7500	10000
05	25	62	14	20	25,25	2	0,8	15	3900	5100	6000	8000
32306	30	72	17	23	28,75	2	0,8	17	5200	6550	5300	7000
07	35	83	21	25	32,75	2,5	0,8	20	6550	8150	4800	6300
08	40	90	23	27	35,25	2,5	0,8	23	8300	10000	4000	5300
32309	45	100	26	30	38,25	2,5	0,8	25	10700	12000	3600	4800
10	50	110	30	33	42,25	3	1	28	12700	14800	3200	4300
11	55	120	33	35	45,5	3	1	28	14600	17000	3000	4000
32312	60	130	36	37	48,5	3,5	1,2	31	17300	19600	2600	3000
13	65	140	40	39	51	3,5	1,2	33	20000	22400	2400	3400
14	70	150	43	42	54	3,5	1,2	36	22800	25000	2200	3200
32315	75	160	46	45	58	3,5	1,2	38	26500	28500	2000	3000
16	80	170	50	48	61,5	3,5	1,2	40	29000	32000	1800	2800
17	85	180	53	49	63,5	4	1,5	42	28500	32000	1800	2600
32318	90	190	56	53	67,5	4	1,5	44	31500	35500	1700	2400
19	95	200	60	55	71,5	4	1,5	47	34500	38000	1700	2400
20	100	215	63	60	77,5	4	1,5	51	40500	45000	1600	2200
22	110	240	70	65	84,5	4	1,5	56	50000	54000	1400	1800

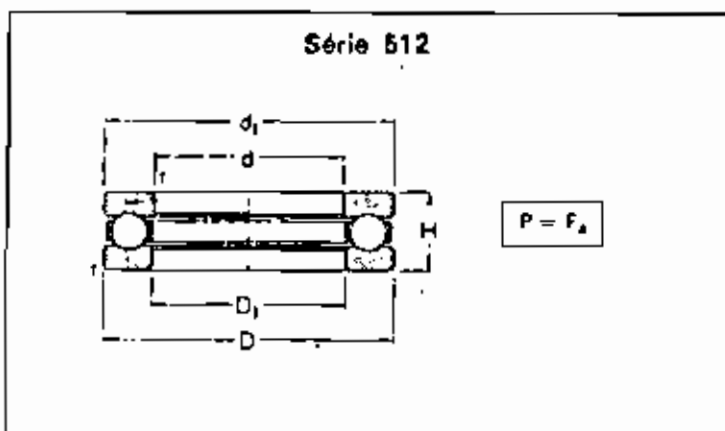
Pour la série 323 B (à grand angle de contact) voir page suivante.

NSI fabrique également des roulements à rouleaux coniques à cotes en inches. Documentation sur demande.

butées à billes à simple effet

à rondelles plates

Série de dimensions 12



Butée N°	Millimètres							Charge de base en daN		Vitesse limite tr/min	
	d	D	H	d ₁	D ₁	r	A (1)	statique C ₀	dynamique C	Lubrification grasse	huile
51200	10	26	11	26	12	1	0,151	1370	980	6000	6000
01	12	28	11	28	14	1	0,188	1530	1020	5600	7500
02	15	32	12	32	17	1	0,320	2000	1200	5300	7000
51203	17	35	12	35	19	1	0,372	2160	1250	5300	7000
04	20	40	14	40	22	1	0,740	3050	1700	4300	5600
05	25	47	15	47	27	1	1,33	4050	2120	3800	5000
51206 X	30	52	16	52	32	1	1,77	4750	2240	3600	4900
07	35	62	18	62	37	1,5	3,16	6300	3000	3200	4300
08	40	68	19	68	42	1,5	4,5	7600	3400	2500	3900
51209	45	73	20	73	47	1,5	5,77	8500	3600	2600	3600
10	50	78	22	78	52	1,5	6,45	9000	3650	2400	3400
11	55	90	25	90	57	1,5	13,4	12900	5400	2000	3000
51212	60	95	26	95	62	1,5	16,5	14300	5600	1800	2800
13	65	100	27	100	67	1,5	18,8	15300	5700	1600	2600
14	70	105	27	105	72	1,5	20,5	16000	5850	1800	2600
51215	75	110	27	110	77	1,5	23,0	17000	6000	1700	2400
16	80	115	28	115	82	1,5	24,9	17600	6100	1700	2400
17	85	125	31	125	88	1,5	37,2	21600	7350	1600	2200
51218	90	135	35	135	93	2	56,1	26500	9000	1500	2000
20	100	150	38	150	103	2	89,0	33500	11200	1300	1800
22	110	160	38	160	113	2	109	36500	11800	1200	1700
51224	120	170	39	170	123	2	117	38000	11800	1200	1700
26	130	190	45	187	133	2,5	200	50000	15600	950	1400
28	140	200	46	197	143	2,5	224	53000	16000	950	1400
51230	150	215	50	212	153	2,5	277	58500	17300	900	1300
32	160	225	51	222	163	2,5	296	61000	17600	850	1200
34	170	240	55	237	173	2,5	416	72000	20800	800	1100
51236	180	250	56	247	183	2,5	450	75000	21200	800	1100
38	190	270	62	267	194	3	645	90000	24500	750	1000
40	200	280	62	277	204	3	717	95000	25000	750	1000
51244	220	300	63	297	224	3	832	102000	25500	700	950
48	240	340	78	335	244	3,5	1580	140000	32500	600	800

(1) Sauf si la charge axiale est inférieure à 0,0015 C₀. Il faut toujours pour éviter les risques de perturbations (grappage notamment) appliquer à la butée une certaine charge axiale minimale telle que :

$$F_a \geq A \left(\frac{n}{1000} \right)^2$$

F_a charge axiale minimale en daN — A Facteur de charge axiale — n Vitesse de rotation tr/min.

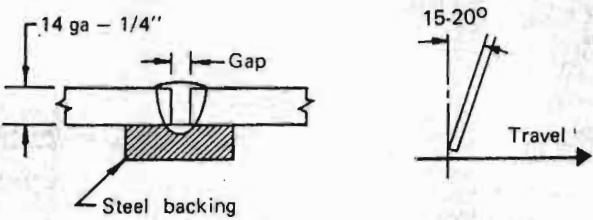
Pour des butées de dimensions supérieures prière de nous consulter.

51205 X indique que le côté D qui était de 53 mm dans l'ancienne exécution a été réduit à 52 mm d'après ISO.

ANNEXE 3

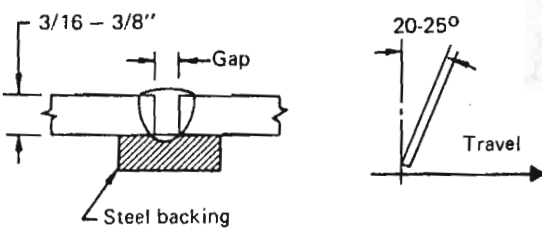
PROCEDURES DE SOUDURE A L'ARC ELECTRIQUE

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Flat Weld Quality Level: Commercial Steel Weldability: Good					
Plate Thickness (in.)	0.075 (14 ga)	0.105 (12 ga)	0.135 (10 ga)	3/16	1/4
Pass	1	1	1	1	1
Electrode Size	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
Current (amp) DC(+)	275	325	375	425	425
Volts	25	27	29	33	36
Arc Speed (in./min)	44 - 50	40 - 46	35 - 40	26 - 30	14 - 18
Electrode Req'd (lb/ft)	0.037	0.047	0.065	0.108	0.190
Flux Req'd (lb/ft)	0.09 - 0.13	0.10 - 0.14	0.12 - 0.16	0.14 - 0.18	0.15 - 0.21
Total Time (hr/ft of weld)	0.00426	0.00465	0.00534	0.00716	0.0125
Backing, minimum size (in.)	12 ga x 3/8	12 ga x 1/2	10 ga x 5/8	3/16 x 3/4	1/4 x 1
Gap (in.)	1/16	1/16	3/32	3/32	1/8

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Flat Weld Quality Level: Commercial Steel Weldability: Good				
Plate Thickness (in.)	3/16	1/4	5/16	3/8
Pass	1	1	1	1
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(+)	425	450	475	500
Volts	31	32	34	35
Arc Speed (in./min)	20 - 22	15 - 17	13 - 15	10 - 12
Electrode Req'd (lb/ft)	0.12	0.18	0.22	0.30
Flux Req'd (lb/ft)	0.13 - 0.17	0.21 - 0.27	0.25 - 0.32	0.34 - 0.43
Total Time (hr/ft of weld)	0.00952	0.0125	0.0143	0.0182
Backing, minimum size (in.)	3/16 x 3/4	1/4 x 3/4	1/4 x 1	1/4 x 1
Gap (in.)	1/8	5/32	5/32	3/16

Welding Position: Flat
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good
 Welded from: Two sides

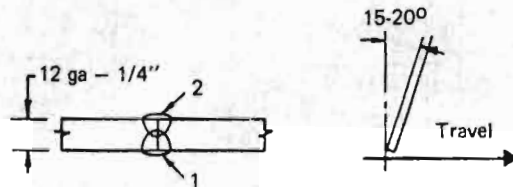


Plate Thickness (in.)	0.105 (12 ga)		0.135 (10 ga)		3/16		1/4	
Pass	1	2	1	2	1	2	1	2
Electrode Size	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
Current (amp) DC(+)	200	275	250	325	300	350	325	375
Volts	23	25	25	27	29	32	31	33
Arc Speed (in./min)	44 - 49		47 - 52		43 - 48		40 - 44	
Electrode Req'd (lb/ft)	0.060		0.070		0.088		0.106	
Flux Req'd (lb/ft)	0.11 - 0.15		0.12 - 0.16		0.14 - 0.18		0.15 - 0.21	
Total Time (hr/ft of weld)	0.00860		0.00808		0.00880		0.00952	

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMIAUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Flat
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good
 Welded from: Two sides

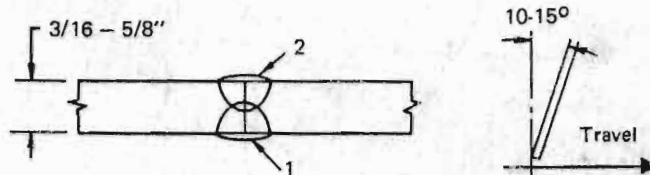
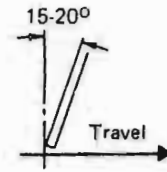
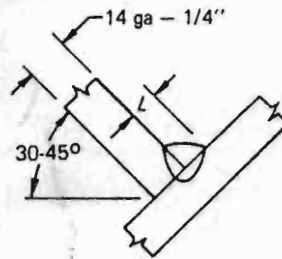


Plate Thickness (in.)	3/16		1/4		3/8		1/2		5/8	
Pass	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(+)	300	350	350	400	425	475	475	500	500	500
Volts	30	33	31	34	33	35	34	36	35	37
Arc Speed (in./min)	40 - 44		37 - 41		27 - 30		20 - 23		15 - 17	
Electrode Req'd (lb/ft)	0.072		0.10		0.18		0.28		0.39	
Flux Req'd (lb/ft)	0.14 - 0.18		0.15 - 0.19		0.25 - 0.31		0.42 - 0.50		0.55 - 0.65	
Total Time (hr/ft of weld)	0.00952		0.0103		0.0141		0.0186		0.0250	

See introductory notes.

Welding Position: Flat
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good



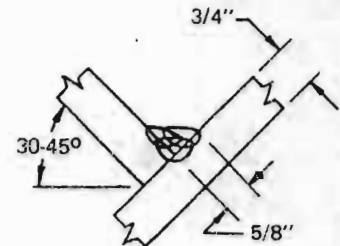
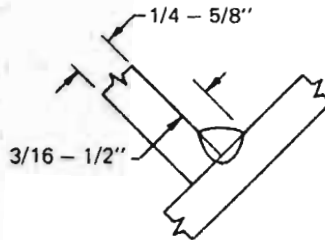
Weld Size, L (in.)	3/32	3/32	1/8	5/32	3/16
Plate Thickness (in.)	0.075 (14 ga)	0.105 (12 ga)	0.135 (10 ga)	3/16	1/4
Pass	1	1	1	1	1
Electrode Size	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
Current (amp) DC(+)	185	250	325	360	400
Volts	23	24.5	28	30	37
Arc Speed (in./min)	35 - 39	47 - 52	57 - 63	47 - 52	31 - 34
Electrode Req'd (lb/ft)	0.028	0.030	0.034	0.047	0.081
Flux Req'd (lb/ft)	0.07 - 0.09	0.08 - 0.10	0.10 - 0.12	0.10 - 0.13	0.11 - 0.14
Total Time (hr/ft of weld)	0.00540	0.00404	0.00333	0.00404	0.00615

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Flat
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

Procedure for Conventional Fillets with 1-in. Electrical Stickout



Weld Size, L (in.)	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
Plate Thickness (in.)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
Pass	1	1	1	1	1	1, 2 & 3
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	375	400	425	425	425	450
Volts	36	37	38	39	39	40
Arc Speed (in./min)	31 - 32	22 - 24	17 - 19	13.5 - 14.5	7.5 - 8.5	14 - 15
Electrode Req'd (lb/ft)	0.08	0.13	0.19	0.26	0.45	0.74
Flux Req'd (lb/ft)	0.07 - 0.11	0.12 - 0.16	0.17 - 0.24	0.25 - 0.33	0.44 - 0.54	0.80 - 0.95
Total Time (hr/ft of weld)	0.00615	0.00870	0.0111	0.0143	0.0250	0.0404

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

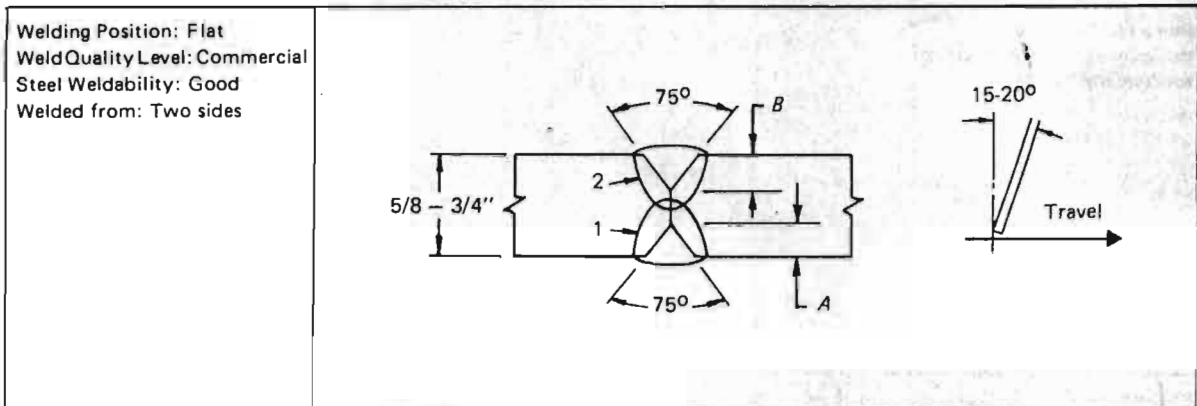


Plate Thickness (in.)	5/8		3/4	
Pass	1	2	1	2
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(+)	475	500	475	500
Volts	35	36	35	36
Arc Speed (in./min)	16 - 18	16 - 18	11 - 13	11 - 13
Electrode Req'd (lb/ft)	0.37		0.53	
Flux Req'd (lb/ft)	0.60 - 0.75		0.75 - 0.96	
Total Time (hr/ft of weld)	0.0235		0.0333	
Depth, A (in.)	7/32		9/32	
Depth, B (in.)	7/32		9/32	

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

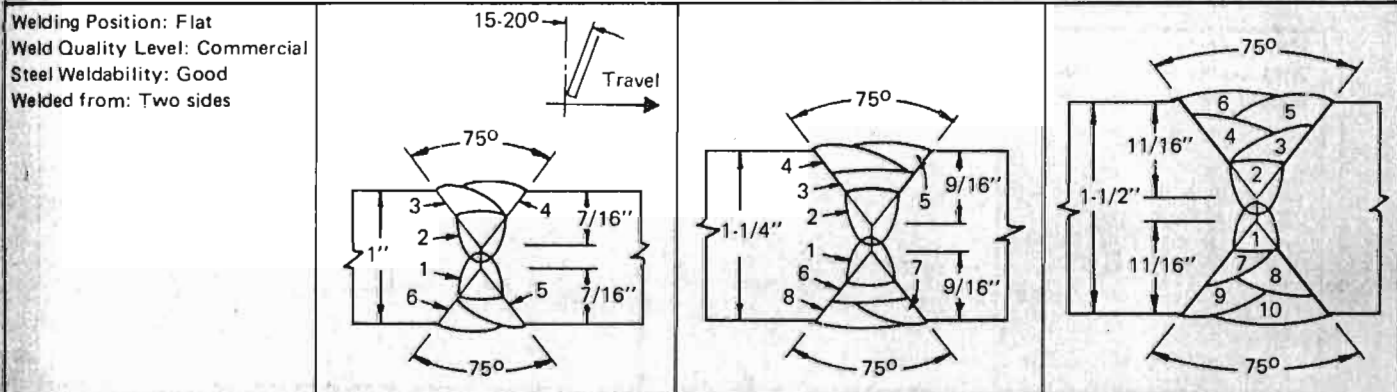
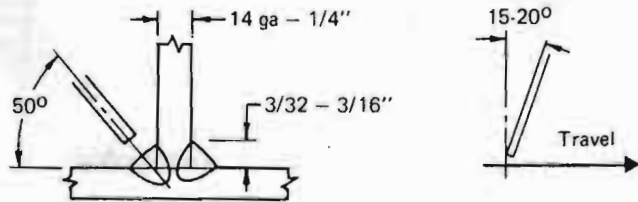


Plate Thickness (in.)	1			1-1/4			1-1/2		
Pass	1	2	3 - 6	1	2	3 - 8	1	2	3 - 10
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	450	500	500	450	500	500	450	500	500
Volts	34	34	38	34	34	38	34	34	38
Arc Speed (in./min)	15 - 17	15 - 17	21 - 23	17 - 19	17 - 19	18 - 20	15 - 17	15 - 17	15 - 17
Electrode Req'd (lb/ft)	1.34			1.88			2.75		
Flux Req'd (lb/ft)	2.70 - 3.35			3.80 - 4.45			5.20 - 5.80		
Total Time (hr/ft of weld)	0.0614			0.0852			0.125		

Seam must be tight. Seal all gaps with small bead on first-pass side.

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good



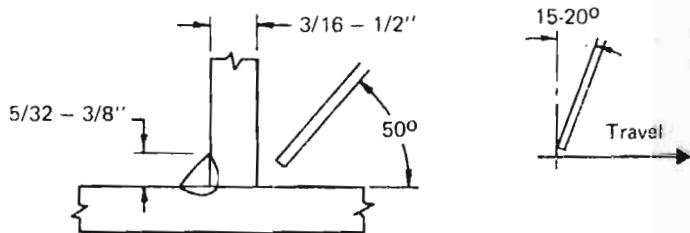
Weld Size, L (in.)	3/32-	3/32	1/8-	5/32-	3/16
Plate Thickness (in.)	0.075 (14 ga)	0.105 (12 ga)	0.135 (10 ga)	3/16	1/4
Pass	1	1	1	1	1
Electrode Size	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
Current (amp) DC(+)	185	250	325	350	375
Volts	23	24.5	28	30	34
Arc Speed (in./min)	35 - 39	47 - 52	52 - 58	43 - 47	27 - 30
Electrode Req'd (lb/ft)	0.029	0.030	0.037	0.050	0.078
Flux Req'd (lb/ft)	0.08 - 0.10	0.08 - 0.12	0.08 - 0.12	0.09 - 0.13	0.09 - 0.13
Total Time (hr/ft of weld)	0.00540	0.00404	0.00364	0.00444	0.00702

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

Procedure for Conventional Fillets with 1-in. Electrical Stickout



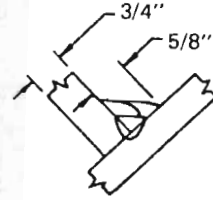
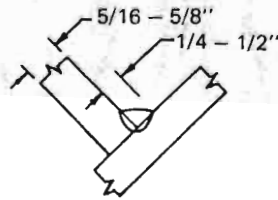
Weld Size, L (in.)	5/32	3/16	1/4	5/16	3/8
Plate Thickness (in.)	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2
Pass	1	1	1	1	1
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	310	340	375	400	425
Volts	31	33	34	35	37
Arc Speed (in./min)	40 - 44	31 - 34	21 - 23	15 - 17	11.5 - 12
Electrode Req'd (lb/ft)	0.058	0.078	0.13	0.20	0.30
Flux Req'd (lb/ft)	0.06 - 0.08	0.08 - 0.12	0.14 - 0.18	0.19 - 0.25	0.28 - 0.3
Total Time (hr/ft of weld)	0.00476	0.00615	0.00909	0.0125	0.0167

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Flat
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

Procedure for Long Stickout (2-1/4 in.)

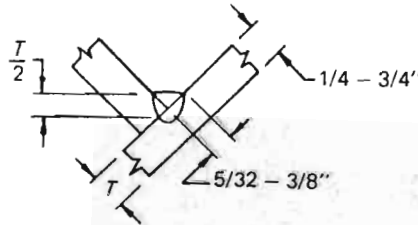


Weld Size, L (in.)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
Plate Thickness (in.)	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
Pass	1	1	1	1	1, 2 & 3
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	425	450	450	450	450
Volts	45	47	47	47	47
Arc Speed (in./min)	28 - 31	22 - 24	17 - 19	9 - 11	17 - 19
Electrode Req'd (lb/ft)	0.14	0.22	0.30	0.52	0.81
Flux Req'd (lb/ft)	0.10 - 0.15	0.16 - 0.22	0.26 - 0.35	0.42 - 0.52	0.80 - 0.95
Total Time (hr/ft of weld)	0.00678	0.00870	0.0111	0.0200	0.0333
Electrical Stickout, 2-1/4 in.					

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Flat
 Weld Quality Level: Strength only
 Steel Weldability: Good

Procedure for Penetration Welds with 1-in. Electrical Stickout

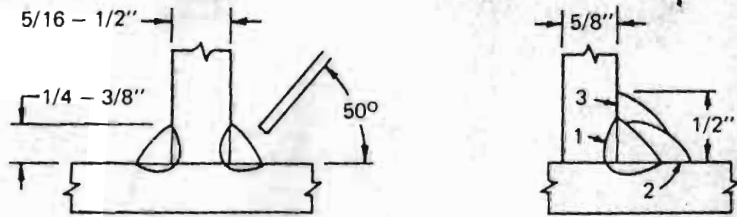


Weld Size, L (in.)	5/32	3/16(-)	3/16	1/4	5/16	3/8
Plate Thickness, T (in.)	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4
Pass	1	1	1	1	1	1
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(+)	350	400	410	425	425	425
Volts	30	33	34	35	35	36
Arc Speed (in./min)	36 - 40	33 - 36	24 - 27	16 - 18	11.5 - 12.5	8.5 - 9.5
Electrode Req'd (lb/ft)	0.046	0.061	0.084	0.13	0.19	0.25
Flux Req'd (lb/ft)	0.05 - 0.08	0.09 - 0.13	0.14 - 0.18	0.20 - 0.25	0.26 - 0.32	0.32 - 0.40
Total Time (hr/ft of weld)	0.00526	0.00580	0.00784	0.0118	0.0167	0.0222

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

Procedure for Long Electrical Stickout (2-1/4")



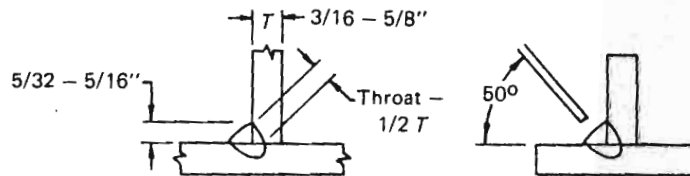
Weld Size, L (in.)	1/4	5/16	3/8	1/2
Plate Thickness (in.)	5/16	3/8	1/2	5/8
Pass	1	1	1	1, 2 & 3
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	450	450	400	400
Volts	48	48	42	42
Arc Speed (in./min)	31 - 34	21 - 23	13 - 14	23 - 25*
Electrode Req'd (lb/ft)	0.16	0.23	0.32	0.56
Flux Req'd (lb/ft)	0.10 - 0.14	0.16 - 0.21	0.37 - 0.43	0.58 - 0.64
Total Time (hr/ft of weld)	0.00615	0.00909	0.0148	0.0250
Electrical Stickout, 2-1/4 in.				

* Each pass
 See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Strength only
 Steel Weldability: Good

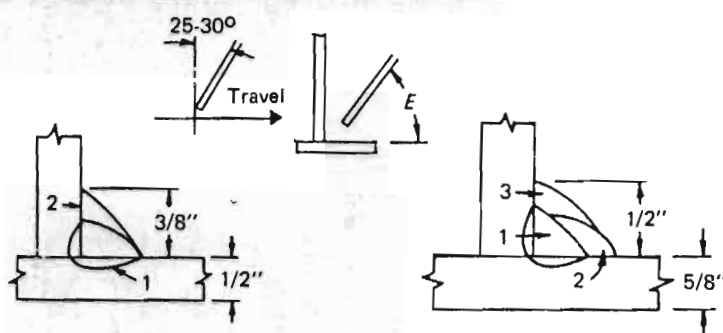
Procedure for Penetration Fillets with 1-in. Electrical Stickout



Weld Size, L (in.)	5/32(-)	3/16	3/16(+)	1/4(-)	1/4(+)	5/16(+)
Plate Thickness, T (in.)	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
Pass	1	1	1	1	1	1
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(+)	325	325	350	380	400	400
Volts	26	26	28	31	32	32
Arc Speed (in./min)	37 - 41	32 - 35	25 - 28	21 - 23	13 - 14	8 - 9
Electrode Req'd (lb/ft)	0.038	0.044	0.064	0.081	0.15	0.21
Flux Req'd (lb/ft)	0.05 - 0.07	0.06 - 0.09	0.10 - 0.14	0.15 - 0.20	0.22 - 0.28	0.30 - 0.40
Total Time (hr/ft of weld)	0.00513	0.00597	0.00755	0.00909	0.0148	0.0235

See introductory notes.

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

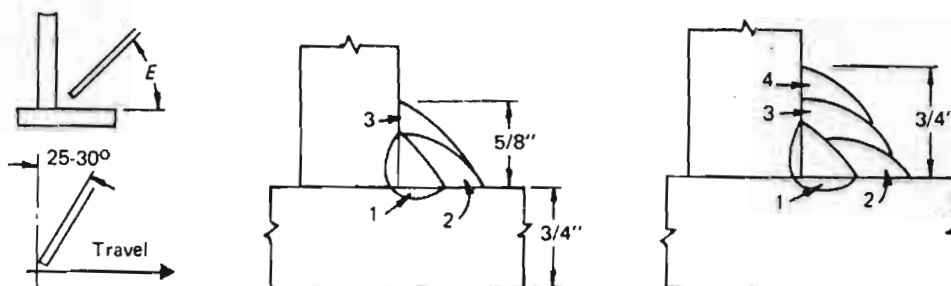


Weld Size, L (in.)	3/8			1/2		
Plate Thickness (in.)	1/2			5/8		
Pass	1	2		1	2	3
Electrode Size	5/64	5/64		5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	425	425		425	425	425
Volts	35	35		35	35	35
Arc Speed (in./min)	23 - 25	23 - 25		20 - 22	20 - 22	20 - 22
Electrode Req'd (lb/ft)	0.31			0.53		
Flux Req'd (lb/ft)	0.32 - 0.50			0.55 - 0.80		
Total Time (hr/ft of weld)	0.0167			0.0286		
Electrode Angle, E (deg)	65	50		50	60	40

See Introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

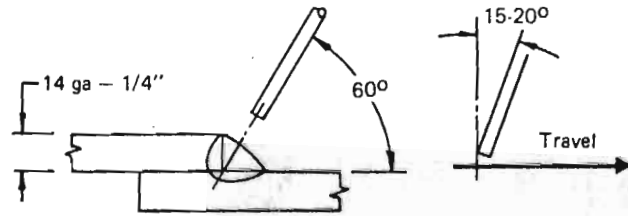


Weld Size, L (in.)	5/8			3/4			
Plate Thickness (in.)	3/4			1			
Pass	1	2	3	1	2	3	4
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	425	425	425	425	425	425	425
Volts	35	35	35	35	35	35	35
Arc Speed (in./min)	13.5 - 14.5	13.5 - 14.5	12.5 - 13.5	12.5 - 13.5	12.5 - 13.5	12.5 - 13.5	12.5 - 13.5
Electrode Req'd (lbs/ft)	0.84			1.14			
Flux Req'd (lb/ft)	1.0 - 1.4			1.3 - 1.8			
Total Time (hr/ft of weld)	0.0440			0.0616			
Electrode angle, E (deg)	50	60	40	50	65	50	40

See introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good

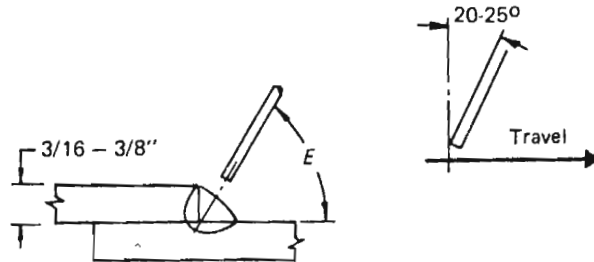


Weld Size, L (in.)	3/32(-)	3/32	1/8(-)	3/16	1/4
Plate Thickness (in.)	0.075 (14 ga)	0.105 (12 ga)	0.135 (10 ga)	3/16	1/4
Pass	1	1	1	1	1
Electrode Size	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16
Current (amp) DC(+)	185	250	325	360	400
Volts	23	24.5	28.5	30.5	37
Arc Speed (in./min)	47 - 52	47 - 52	52 - 58	42 - 47	27 - 30
Electrode Req'd (lb/ft)	0.022	0.030	0.037	0.055	0.086
Flux Req'd (lb/ft)	0.09 - 0.13	0.11 - 0.15	0.11 - 0.15	0.12 - 0.16	0.13 - 0.17
Total Time (hr/ft of Weld)	0.00404	0.00404	0.00364	0.00449	0.00702

See Introductory notes.

SUBMERGED-ARC (SEMI-AUTOMATIC) MANUAL

Welding Position: Horizontal
 Weld Quality Level: Commercial
 Steel Weldability: Good



Weld Size, L (in.)	3/16	1/4	5/16(-)	5/16(+)
Plate Thickness (in.)	3/16	1/4	5/16	3/8
Pass	1	1	1	1
Electrode Size	5/64	5/64	5/64	5/64
Current (amp) DC(-)	400	425	450	450
Volts	36	37	38	38
Arc Speed (in./min.)	40 - 44	31 - 34	22 - 24	16 - 18
Electrode Req'd (lb/ft)	0.080	0.12	0.17	0.22
Flux Req'd (lb/ft)	0.10 - 0.13	0.14 - 0.18	0.19 - 0.25	0.22 - 0.29
Total Time (hr/ft of weld)	0.00476	0.00615	0.00870	0.0118
Electrode angle, E (deg)	65	60	55	55

See Introductory notes.

ANNEXE 4

INFORMATIONS SUR QUELQUES ELEMENTS
DE CIRCUIT HYDRAULIQUE .

TABLEAU 4.2

Tableau comparatif des principaux types de moteurs

	à engrenages			à palettes	à pistons radiaux		à pistons axiaux	
	Externes	Internes à croissant	Gerotor	Balancées	Cylindrée fixe	Cylindrée variable	Cylindrée fixe	Cylindrée variable
Coût normalisé d'achat	1.09	1.00	1.26	1.36	2.30	4.00	2.14	3.17
Coût normalisé d'entretien	2.06	1.94	1.78	1.78	1.33	2.06	1.00	1.22
Rapport poids-puissance (kg/kw)	0.55	0.49	0.55	0.61	0.97	3.22	0.85	1.95
Pression maximale (bars)	70	35	140	175	200	200	350	350
Gamme de vitesse (tpm)	100-3000	200-5000	100-5000	10-4000	10-2000	10-2000	10-3600	10-3000
Couple en continu (% du théorique)	80-85	70-95	80-85	85-95	90	90-95	90-95	90-95
Couple de démarrage (% du théorique)	70-80	50-60	75-85	75-90	80-90	80-90	85-95	85-95
Rendement volumétrique (%)	80-90	70-85	85-90	88-94	90-98	90-98	93-98	93-98
Rendement total (%)	60-90	50-80	60-90	75-90	80-92	80-92	85-95	85-95
Fuites à vitesse nulle à la pression maximale (% du débit maximum)	15-20	20-30	10-20	5-15	2-8	2-8	2-8	2-8
Sensibilité relative aux contaminants solides	0.30	0.30	0.40	0.50	1.0	1.0	1.0	1.0
Longévité à pleine charge (1000 hres)	2-5	1-2	2-5	3-6	7-15	7-15	7-15	7-15
Longévité à demi charge (1000 hres)	5-10	2-3	5-10	7-15	15-25	15-25	15-25	15-25
Capacité de renverser la vitesse	Bon	Moyen	Bon	Bon	Excellent	Excellent	Excellent	Excellent
Capacité de fonctionner en pompe pour freinage hydrostatique	Bon	Pauvre	Bon	Bon	Excellent	Excellent	Excellent	Excellent
Capacité de retenue d'une charge à vitesse nulle	Moyen	Pauvre	Moyen	Pauvre	Excellent	Excellent	Excellent	Excellent
Niveau de bruit (db, standard SAE)	62-80	62-70	62-80	70-90	70-90	70-90	70-85	70-85

TABLEAU 4.1

Tableau comparatif des principaux types de pompes

4.28

	Pompes à engrenages			Pompes à palettes		Pompes à pistons				Pompes à vis
	externes	Internes à croissant	Gérotor	Balancées (cylindrée fixe)	non-balancées	Radiaux	axiaux axe brisé	axiaux Butée fixe	axiaux Butée rotative	
Liquide	huile hydraulique ou fluides synthétiques ignifuges									
Pression(1) bars	15-175 >175 (5)	10 maximum		15-175	15-100	50-450 >450 (5)	70-350 >350 (5)		50-240	200
Débit l/min.	1-550	380	190	2-950	2-340	20-700	20-420	2-1700	10-115	10-12000
Vitesse(2)tr/min	1 800 à 7 000	1 500 à 2 000		2 000 à 4 000 >4 000(5)	1 200 à 2 000	700 à 1800	700 à 12000 >12000(5)	600 à 6000	1800 à 2000 >2000(5)	3 500
Rendement total(3)	B à M(4)	B à M	B à M	M	M	M à H	H	M à H	M à H	M
Capacité de varier le débit	non	non	non	non	oui	oui	oui	oui	oui	non
Rapport poids/puissance	très bon	bon	très bon	très bon	bon	très bon	Excellent	Excellent	très bon	très bon
<u>Champs d'application</u>										
Aéronautique	oui	non	non	non	non	non	oui	oui	oui	non
Missiles	oui	non	non	non	non	non	oui	oui	oui	non
Industriel	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui	oui
Mobile	oui	oui	oui	oui	non	non	non	oui	oui	oui
Marine	non	non	non	oui	non	oui	oui	oui	non	oui

(1) Pression maximale continue.
(2) La vitesse diminue à mesure qu'augmente le débit et/ou la pression (puissance maxi.)
(3) Pompe neuve avec un fluide ayant la viscosité recommandée.
(4) B=bas (<70%)· M=moyen (=80%); H=élevé (>90%)
(5) Construction spéciale

ANNEXE 5

CHOIX DE CABLES.

Table 89. Standard Coarse-laid Rope for Haulages and Transmissions
(Composed of six 7-wire strands and a fiber core)

Diam, in.	Approx weight per ft. lb	Breaking strength, tons			Diam, in.	Approx weight per ft. lb	Breaking strength, tons		
		Blue center steel	Plow steel	Mild plow steel			Blue center steel	Plow steel	Mild plow steel
1 1/2	3.38	86.2	75.0	65.2	5/8	0.59	15.9	13.9	12.0
1 1/4	2.84	73.1	63.6	55.3	3/4	0.48	13.0	11.3	9.82
1 1/8	2.34	61.0	53.0	46.1	1/2	0.38	10.3	8.96	7.79
1 1/4	1.90	49.8	43.3	37.7	7/16	0.29	7.93	6.90	6.00
1	1.50	39.7	34.5	30.0	5/16	0.21	5.86	5.10	4.43
3/4	1.15	30.7	26.7	23.2	3/16	0.15	4.10	3.56	3.10
5/8	0.84	22.7	19.8	17.2	1/4	0.094	2.64	2.30	2.00

struction of 6 strands of 19 wires. The metallic area of an eight-strand rope is not as great as that of a six-strand rope, and the wires are smaller, but under severe bending stresses the decrease in strength is largely offset by the great pliability. It can be used over comparatively small sheaves and drums such as are frequently found on derricks. It is not good practice to use it except for comparatively light loads or where there is much overwinding, because it would flatten or lose shape more quickly than 6 x 19 rope. Moreover it stretches more than a 6 x 19 rope.

Galvanized extra-pliable cast-steel hoisting rope is much more flexible than the six-strand hoisting rope and is often used in preference to galvanized cast-steel running rope.

Standard coarse-laid rope (Fig. 143) is made of six strands and a fiber core with seven wires to the strand. It is much stiffer than standard hoisting rope and requires larger sheaves. On account of the smaller number of wires, this rope should also be used with a higher factor of safety, as the breaking of one or two wires materially reduces the strength of the rope. The

wires used are considerably larger in diameter than in hoisting rope, and consequently will stand greater wear. **Iron rope** of this construction is recommended for power transmissions equipped with large sheaves. **Cast-steel and extra-strong cast-steel**

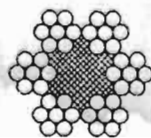


Fig. 143

rope are recommended for mine haulages, tramways, sand lines, and similar service where conditions tend to severe abrasion. **Plow-steel and improved plow-steel ropes** are recommended in place of cast steel when it is desirable to reduce the dead weight of the rope itself, or where, by reason of increased loads, it is

necessary to use a stronger rope without increasing its diameter. This rope is particularly adapted for very long mine haulages.

Flattened-strand wire rope is designed to give increased contact or wearing surface. The wear is consequently lessened upon any one individual wire and the necessity of the use of heavier wire diminished, which results in greater flexibility.

Tables 90. Flat Rope

Width and thickness, in.	Approx weight per ft. lb	No. of ropes	Breaking strength, tons		Width and thickness, in.	Approx weight per ft. lb	No. of ropes	Breaking strength, tons	
			Plow steel	Mild plow steel				Plow steel	Mild plow steel
3/8 x 8	10.69	10	271.0	236.0	1/2 x 3 1/2	2.82	8	72.7	63.3
3/8 x 7	9.63	9	244.0	212.0	1/2 x 3	2.47	7	63.6	55.4
3/8 x 6	8.56	8	217.0	188.0	1/2 x 2 1/2	2.13	6	54.5	47.4
3/8 x 5	7.50	7	190.0	165.0	3/8 x 6	3.63	18	94.1	81.9
3/4 x 8	9.70	11	227.0	197.0	3/8 x 5 1/2	3.42	17	88.9	77.3
3/4 x 7	8.13	10	206.0	179.0	3/8 x 5	3.03	15	78.4	68.2
3/4 x 6	7.31	9	185.0	161.0	3/8 x 4 1/2	2.83	14	73.2	63.7
3/4 x 5	6.50	8	165.0	143.0	3/8 x 4	2.44	12	62.7	54.6
5/8 x 8	8.32	15	214.0	186.0	3/8 x 3 1/2	2.23	11	57.5	50.0
5/8 x 7	7.23	13	186.0	162.0	3/8 x 3	1.84	9	47.1	40.9
5/8 x 6	6.14	11	157.0	137.0	3/8 x 2 1/2	1.64	8	41.8	36.4
5/8 x 5 1/2	5.59	10	143.0	124.0	3/8 x 2	1.25	6	31.4	27.3
5/8 x 5	5.04	9	129.0	112.0	5/16 x 4	2.17	15	55.3	48.1
5/8 x 4 1/2	4.50	8	114.0	99.5	5/16 x 3 1/2	1.89	13	47.9	41.7
5/8 x 4	3.95	7	100.0	87.1	5/16 x 3	1.61	11	40.5	35.3
5/8 x 3 1/2	3.40	6	85.8	74.6	5/16 x 2 1/2	1.33	9	33.2	28.0
1/2 x 7	5.85	16	145.0	126.0	5/16 x 2	1.05	7	25.8	22.4
1/2 x 6	4.85	14	127.0	111.0	5/16 x 1 1/2	0.77	5	18.5	16.0
1/2 x 5 1/2	4.50	13	118.0	103.0	1/2 x 3	1.34	13	31.3	27.2
1/2 x 5	4.16	12	109.0	94.9	1/2 x 2 1/2	1.15	11	26.5	23.0
1/2 x 4 1/2	3.82	10	90.9	79.1	1/2 x 2	0.88	9	21.7	18.8
1/2 x 4	3.16	9	81.8	71.2	1/2 x 1 1/2	0.69	7	16.8	14.6

of 115,000 lb/in². Therefore, 0.810 is the greatest admissible opening between any two coils. In this way, it is possible to ascertain whether or not a spring is overloaded, without knowledge of the load carried.

WIRE ROPE

Wire ropes are built up of **strands** of wires laid together, the number of wires commonly used being 4, 7, 12, 19, and 37. Ordinarily the wires are laid into strands in the direction opposite to the twist of the strands into rope. When wires and

on larger hoisting installations with the 6 × 7 (6 × 19) rope, the diameters may be 96 (90) times the rope diameter. In certain cases, the tread diameters may be less but should not be below 42 (30) [18] {21} times the rope diameters. Larger tread diameters give increased rope life and more economical service.

The size and condition of the sheave grooves are most important in determining rope life. The clearances for new or remachined grooves and the minimum clearances before sheave replacement or remachining grooves should be as follows:

Nominal rope diam, in.....	3/4-5/16	5/8-3/4	13/16-1 1/8	1 1/8-1 3/8	1 3/8-2 1/4	2 1/4 and larger
Recommended clearance, in.....	3/64	3/32	3/64	3/16	3/32	3/8

strands are laid in the same direction, the rope is known as **lang-lay rope**. Standard wire rope is made of six wire strands and a sisal core. Wire strands are laid around the core, either to the right or to the left, and the resulting rope is designated as **right lay** or **left lay**. The lay may be long or short, the shorter lay forming the more flexible rope. The **core** of a wire rope is, as a rule, sisal saturated with a lubricant. It provides little additional strength but acts as a cushion to preserve the shape of the rope and helps to lubricate the wires. A wire-strand or wire-rope core adds 7 to 10 percent to the strength of the rope but will wear from the friction between it and the outer strands as rapidly as the outside of the rope. This does not apply to stationary ropes.

For great flexibility, the strands of a wire rope sometimes consist of wire ropes, which in turn are made of strands composed of wires, as in tiller rope. Running ropes and one construction of ship's hawsers are made with strands composed of 12 or 18 wires each, laid about a fiber core. Ropes so made are very pliable and present good resistance to outside friction. Individual strands of wires are employed as snoke-stack guys, span wires for trolley roads, and wherever only moderate flexibility is needed.

Sizes of Ropes The diameter of wire rope is the circle which will just contain the rope. In a rope classification the first number is the number of strands in the rope; the last number is the number of wires in a strand; and the middle number, if any, is the number of minor strands in a major strand. If there is a wire core, the rope is labeled IWRC (Independent Wire Rope Core), or if the core is the same as the main strands, it is counted as a strand.

Strength and Working Loads The test strength of wire ropes seldom exceeds 90 percent of the aggregate strength of all the wires, the average being about 82.5 percent.

The working load should never exceed 1/3 of the breaking strength and for many conditions should not be greater than 2/8 to 1/8. The proper factor of safety for a wire rope demands consideration of all loads; acceleration; deceleration; rope speed; rope attachments; the number, size, and arrangements of sheaves and drums; conditions producing corrosion and abrasion; length of rope; etc. The desirable factor of safety for given conditions can best be obtained by consulting the manufacturers of the wire rope. See Tables 86 to 94.

Sizes of Drums or Sheaves Tread diameters for 6 × 7 (6 × 19) [6 × 37] {8 × 19} rope should be approximately 72 (45) [27] {31} times the rope diameters, for average conditions. For economical service, these should often be increased; e.g.,

If a wire rope is operated over grooves that are too small, the rope will be abraded rapidly; in addition, a tight or corrugated sheave groove may disturb the strand relationship of the rope and necessitate its premature removal. The pressure of wire rope against a sheave groove is calculated by dividing the rope tension in pounds by the product of the radius to the bottom of the sheave groove and the diameter of the rope, both in inches. This quantity should not have a value greater than 450 lb/in² for cast iron, or 850 lb/in² for cast steel. For greater pressures, a material of greater wear resistance, such as manganese steel, should be used.

Handling Wire rope must not be coiled or uncoiled like hemp rope. When it is received upon a reel, the latter should be mounted upon a spindle or turntable and the rope then run off. When shipped in a coil, it should be rolled along the ground like a wheel. All untwisting and kinking must be avoided. When a wire rope is to be cut, soft iron wire should be served on each side of the place where the division is to be made to keep the rope from untwisting. (See Seizing.)

Materials Rope made from iron wire is now used only for passenger elevators and similar service where the tendency to abrasion is comparatively slight, the speed is high, and the loads are moderate. The three grades of steel commonly used for the manufacture of wire rope are designated "blue center," or "improved plow steel," "plow steel," and "mild plow steel." These grades were established in the *NBS Bull. R 198-43*.

Standard hoisting rope (Fig. 140) is made of 6 strands, each of 19 wires, the strands being laid around a fiber core.

Extra-pliable hoisting rope is made of 6 strands of 37 wires each and a fiber core (Fig. 141). The wires in this rope are much finer than those used in the standard hoisting rope and consequently not as suitable to withstand abrasion. These ropes are used on electric cranes, dredges, and for similar service requiring a strong tough rope that will operate successfully over small sheaves.

Extra-pliable hoisting rope of 8 strands of 19 wires and a fiber core (Fig. 142) is much more pliable than the standard con-

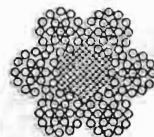


Fig. 140

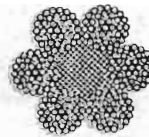


Fig. 141

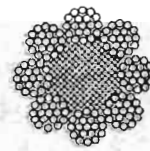


Fig. 142

The wearing surface is approximately 150 percent greater than that of a round-strand rope. Another feature of this type of rope is that, the interstices between the strands being lessened, a greater number of wires are used for the same diameter. It is always made lang-lay. Flattened-strand rope has little tendency to kink, and, owing to its smooth wearing surface, saves wear on pulleys, sheaves, and drums. It is not so flexible or so fatigue-resistant as round-strand rope of the same general classification. The strength is greater than that of round-strand ropes, but the weight is proportionately greater than the increase in strength. These ropes are made in "blue center" steel grade only and are available in three styles: D, B, and G (Fig. 144). Style D is used on haulages and consists of six

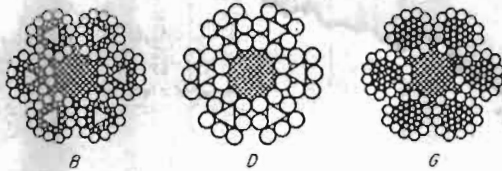


Fig. 144 Flattened-strand wire rope.

strands, each containing seven outside wires laid around a triangular-shaped center wire. Styles B and G, used for hoisting purposes, consist of six strands, each strand of which is made up of two layers of 12 wires each.

Nonspinning hoisting rope (Fig. 145) is constructed of 6 strands of 7 wires each, lang-lay (wires in the strands and strands themselves laid to the left), laid around a fiber core, and covered with an outer layer composed of 12 strands, 7 wires, regular lay (wires in the strands laid to the left and strands themselves laid to the right). The object of this combination of lays is to prevent a free load suspended on the end of a single line from rotating. This type of rope is recommended for "back-haul" or single-line derricks; also for shaft sinking and mine hoisting where the bucket or cage swings free without guides. It works best where it does not overwind on the drum.

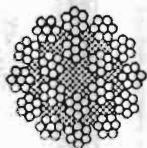


Fig. 145 Nonspinning hoisting rope.

Either a closed or an open socket makes the best fastening on the end of nonspinning rope. These may be fastened in the same manner as any rope socket, but great care must be taken in attaching the socket to the rope to see

that the strands do not untwist or allow any slack to work back into the rope. It is best to seize the end of the rope tightly for a distance of 4 or 5 in just outside the socket until the socketing is completed, when it may be taken off.

Steel-clad ropes (Fig. 146) are made in three constructions for the purpose of securing different degrees of flexibility: the 6 x 19, 6 x 37, and 6 x 61 types, respectively. Flat strips of steel

Table 97. Seizing Wire Diameters (Bethlehem Steel Co.)

Diam of rope, in.	Approx diam of seizing wire, in.
3/4	0.063
3/8-5/8	0.080
3/4-1 1/8	0.104
1 1/4-1 3/8	0.124
1 3/8 and larger	0.138

wound spirally around each of the six strands composing the rope give additional wearing surface without sacrificing flexibility. When the outer flat-steel winding is worn through, a complete hoisting rope remains, with unimpaired strength. These ropes are designed to meet very severe conditions of service. The increased life obtained by the use of steel-clad

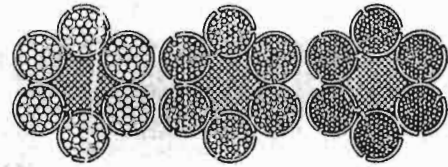


Fig. 146 Steel-clad rope.

rope is, in places where conditions are suitable, from 50 to 100 percent. It is recommended particularly for such service as dredging. The breaking strength of these ropes is less than that of a round strand rope of the same diameter and grade.

Galvanized wire rope has almost entirely superseded manila rope for shrouds and stays aboard ship. It is cheaper in first cost, is relatively unaffected by the weather, does not stretch and contract with changes in atmospheric conditions, and thus saves a great deal of labor in setting up. There is great



Fig. 147 Galvanized steel wire strand.

reduction in bulk and weight by its use, as it is only one-fifth or one-sixth as large as a manila rope of equal strength. Consequently, it offers only half as much surface to the wind. It is much less liable to accidents by being cut or chafed, and does not rot and give way suddenly without warning. Galvanized rope is better suited for guys for derricks than hemp rope or rods linked together.



Fig. 148 Wire rope with three seizings, before and after cutting.

Galvanized steel wire strand (Fig. 147) is used chiefly for guying poles and smokestacks, for supporting trolley wire, and for operating railroad signals. For overhead catenary construction of suspending trolley wire, the special grades of strand are preferable because they possess greater strength and toughness. The smallest sizes (sometimes called "galvanized

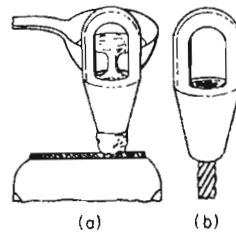


Fig. 149 Wire-rope socket. (a) Pouring molten zinc into basket of socket; (b) finished socket.

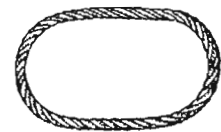


Fig. 150 Grommet sling.

Table 91. Flattened-Strand Hoisting Rope, Type A
(Five 28-wire strands and a fiber core)

Diam, in.	Approx wt per ft, lb	Breaking strength, tons			
		Im-proved plow steel	Plow steel	Extra-strong cast steel	Cast steel
3/8	0.22	5.6	4.8	4.4	4.
1/2	0.39	9.5	8.2	7.5	6.8
5/8	0.49	11.9	10.3	9.4	8.5
3/4	0.61	14.6	12.7	11.6	10.4
7/8	0.87	20.9	18.2	16.5	14.8
1	1.19	28.5	24.8	22.4	20.1
1 1/8	1.55	37.	32.	29.	26.
1 1/4	1.96	47.	41.	37.	33.
1 3/4	2.42	57.	50.	45.	41.

Table 92. Flattened-Strand Hoisting Rope, Type B
(Six 25-wire strands and a fiber core)

Diam, in.	Approx wt per ft, lb	Breaking strength, tons			
		Im-proved plow steel	Plow steel	Extra-strong cast steel	Cast steel
3/8	0.25	6.9	6.	5.5	4.9
1/2	0.45	11.8	10.3	9.3	8.4
5/8	0.57	14.8	12.8	11.6	10.5
3/4	0.70	18.2	15.8	14.4	12.9
7/8	1.01	26.	22.6	20.5	18.4
1	1.39	35.4	30.	27.9	25.
1 1/8	1.80	46.	40.	36.	32.
1 1/4	2.28	58.	50.5	45.5	40.
1 3/4	2.81	71.5	62.	56.	50.5
1 7/8	3.40	86.	74.	67.	60.
2	4.05	101.	88.	79.	71.
2 1/8	4.75	118.	103.	93.	83.
2 1/4	5.51	136.	118.	107.	96.
2 3/4	7.2	177.	154.	139.	125.
3	9.1	222.	193.	176.	158.
3 1/4	11.2	270.	214.	193.	176.
3 3/4	13.6	323.	257.	233.	214.

Table 93. Nonrotating Hoisting Rope
(Composed of 18 strands and a fiber core, 7 wires to the strand)

Diam, in.	Approx weight per ft, lb	Breaking strength, tons		Diam, in.	Approx weight per ft, lb	Breaking strength, tons	
		Blue center steel	Plow steel			Blue center steel	Plow steel
1 3/4	5.30	114.0	98.8	3/8	1.32	29.5	25.7
1 7/8	4.57	98.4	85.6	1/2	0.97	21.8	19.0
1 3/4	3.89	84.4	73.4	5/8	0.68	15.3	13.3
1 3/8	3.27	71.3	62.0	3/4	0.55	12.4	10.8
1 3/4	2.70	59.2	51.5	7/8	0.43	9.85	8.57
1 1/2	2.19	48.2	41.9	1 1/8	0.33	7.58	6.59
1	1.73	38.3	33.3	1 1/4	0.24	5.59	4.86

Table 94. Galvanized Common Steel Wire Strand
(Composed of 7 wires laid together)

Diam, in.	Approx weight per 1,000 ft, lb	Approx strength, lb	Diam, in.	Approx weight per 1,000 ft, lb	Approx strength, lb	Diam, in.	Approx weight per 1,000 ft, lb	Approx strength, lb
5/8	813	11,600	3/8	273	4,250	3/4	98.3	1,540
3/4	671	9,600	1/2	205	3,200	5/8	72.9	1,150
1/2	517	7,400	5/8	164	2,570	3/4	51.3	870
3/8	399	5,700	3/4	121	1,900	1/2	31.8	540

Table 95. Number of Seizings on Each Side of Cut
(Bethlehem Steel Co.)

Steel wire ropes, form-set (preformed)	1
Steel wire ropes, nonpreformed:	
Ropes 3/8 in diam and smaller	2
Ropes 1/2-1 1/8 in diam	3
Ropes 1 1/4 in diam and larger	4
Lang-lay ropes 1 1/2 in diam and larger	4
Iron wire ropes, nonpreformed	2

Table 96. Recommended Lengths of Seizings
(Bethlehem Steel Co.)

Rope diameter, in.	Length of seizings, in.
3/8 and smaller	3/8
5/8-3/4	1
1-1 1/4	1 1/2
1 3/8-1 3/4	2
1 3/4-2	3
2 1/8 and larger	4

Table 99. End-Attachment Efficiencies
(Bethlehem Steel Co.)

Fitting	Nominal efficiency, %
Wire rope sockets sined attachments.....	Catalog rated strength of rope
Fittings (awaged or pressed).....	Catalog rated strength of rope
Open wedge sockets.....	80-90
Clips (U-bolt type).....	80
Spliced-in thimbles:	
1/4 in. diam and smaller.....	90
3/8 in. diam.....	89
3/4 in. diam.....	88
1 1/2 in. diam.....	86
3 in. diam.....	84
3 1/2 in. diam.....	82
3 3/4 in., and up.....	80

Table 100. Tensile Strength of Galvanized Steel Wire Strands, Lb
(7-wire strand)

Diam, in.....	3/8	3/4	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4
Wt of 1,000 ft, lb.....	813	671	517	399	273	205	164	121	98.3	72.9	51.3	31.8
Siemens-Martin.....	19,100	15,700	12,100	9,350	6,950	5,350	4,250	3,150	2,560	1,900	1,470	910
High-strength.....	29,600	24,500	18,800	14,500	10,800	8,000	6,400	4,750	3,850	2,850	2,140	1,330
Extra-high strength.....	42,400	35,000	26,900	20,800	15,400	11,200	8,950	6,650	5,400	3,990	2,940	1,830

Minimum elongation, percent, in 24 in.: S.M., 8; H.S., 5; E.H.S., 4.

Table 101. Properties of Special Grades of Extra Galvanized Special Strands

Approx diam, in.	No. of wires in strand	Approx breaking strength, lb				Approx wt per 1,000 ft, lb	Approx diam, in.	No. of wires in strand	Approx breaking strength, lb				Approx wt per 1,000 ft, lb
		Extra high strength	High strength	Siemens-Martin	Common soft strand				Extra high strength	High strength	Siemens-Martin	Common soft strand	
1	19	104,500	73,200	47,000	28,700	2073	1 1/4	37	162,200	113,600	73,000	44,600	3,248
3/4	19	79,700	55,800	35,900	21,900	1581	1 1/4	37	130,800	91,600	58,900	36,000	2,691
3/4	19	58,300	40,800	26,200	16,000	1155	1	37	102,700	71,900	46,200	28,300	2,057
5/8	19	40,200	28,100	18,100	11,000	796	1 1/4	61	315,000	220,600	141,800	86,600	6,346
3/4	19	33,700	24,100	16,100	9,640	637	1 1/4	61	271,300	189,900	122,100	74,600	5,497
3/4	19	26,700	19,100	12,700	7,620	504	1 1/4	61	229,600	160,700	103,300	63,100	4,665
							1 1/4	61	192,000	134,400	86,400	52,800	3,901

Minimum elongation, percent, in 24 in.: E.H.S., 4; H.S., 5; S.M., 8.

Table 102. Galvanized Mast-arm Rope
(Composed of nine 4-wire strands and a cotton center)

Diam, in.....	3/4	3/4	1/2
Weight per ft, lb.....	0.158	0.107	0.070
Approx breaking stress, lb.....	2200	1530	1100

seizing strand") are used for seizing or binding the ends of wire rope and thimble splices, and for tying rope into coils.

Seizing When wire rope is cut to make attachment to fittings or for splicing, it is important that it be properly seized. The wires and strands are laid under uniform tension, and the tension is maintained (Fig. 148). The seizing required

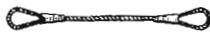


Fig. 151 Single-leg sling.

will vary with the rope diameter; annealed iron, plain or galvanized, is used for seizing according to the recommendations in Tables 95 through 97.

Wire-Rope Fittings Attachment to a socket is made by separating and straightening the wires, cutting out the hemp center, cleansing with kerosene, dipping in one-half muriatic

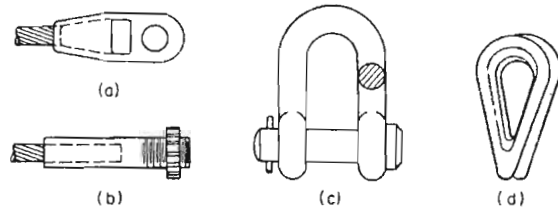


Fig. 152 Wire-rope fittings. (a) Zinced-type socket; (b) swaged-type socket; (c) pin-type shackle; (d) standard thimble.

acid and one-half water (which must be cleaned from the wires after dipping), distributing the wires uniformly in the socket, and pouring in molten zinc after plugging up the lower end of the socket with fire clay. Such an attachment will develop the full strength of the rope (Fig. 149). Spliced eye connections when properly made will not pull out and will develop from 60 percent of the full strength of a 2 1/4-in-diameter rope up to 95 percent for a 1/2-in rope. Clip and clamp connections are not

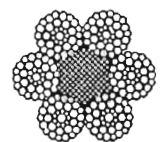


Fig. 153 Galvanized steel hawsers.

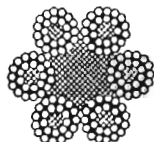


Fig. 154 Galvanized steel mooring lines and hawsers.

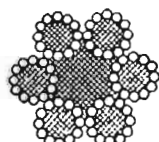


Fig. 155 Standard 6x12 galvanized running rope and hawsers.

desirable as permanent fastenings on hoisting ropes and will develop 75 to 85 percent of the strength of the rope. Clips should be installed so that the U-bolt part is around the short, or dead, end of the rope (Table 98).

Wire-rope slings are made up in numerous styles, some of

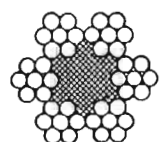
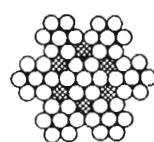


Fig. 156 Galvanized steel riggings and guy rope.



Figs. 157 and 158 Galvanized steel bridge rope.



which are manufactured endless in grommet construction and develop the full strength of the rope (Figs. 150 and 151).

Examples of **end attachments** and miscellaneous wire-rope fittings are shown in Fig. 152.

The **efficiency of an end attachment** is measured by its ability to hold the wire rope. If the assembly reaches catalog strength of the rope before the end attachment loosens or gives way, the

Table 98. Number of Clips and Spacing for Safe Application (Bethlehem Steel Co.)



Rope diam, in.	Diam of U-bolt, in.	Approx weight, lb	Minimum no. clips for each rope end	Spacing of clips, in.
3/16	1 1/8	0.09	2	2
1/4	3/16	0.18	2	2
5/16	3/8	0.30	2	2
3/8	5/16	0.47	2	2 1/4
7/16	3/4	0.71	2	2 3/8
1/2	1 1/16	0.73	3	3
5/8	3/4	1.01	3	3 3/4
3/4	7/8	1.57	4	4 1/2
7/8	1	2.42	4	5 1/4
1	1 1/8	2.64	4	6
1 1/8	1 1/4	3.32	5	6 3/4
1 1/4	1 3/16	4.48	5	7 1/2
1 3/8	1 3/8	4.88	6	8 1/4
1 1/2	1 3/4	5.44	6	9
1 3/4	1 7/8	7.02	6	9 3/4
1 7/8	2	9.28	7	10 1/2
2	2 1/8	12.04	8	12
2 1/4	2 1/4	14.81	8	12
2 3/8	2 3/8	16.60	8	13

efficiency of the attachment is 100 percent. Table 99 shows approximate efficiencies developed by the various types of end attachments when properly applied.

Galvanized mast-arm rope is used for arc lights, mast arms, or other purposes where exposed to moisture. The rope is more durable than manila rope and does not shrink.

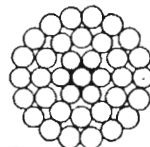


Fig. 159 Galvanized steel bridge strand.

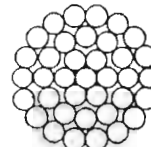


Fig. 160 Smooth coil track strand.

FIBER LINES

The breaking strength of various fiber lines is given in Table 112.

Knots, Hitches, and Bends

No two parts of a knot which would move in the same direction if the rope were to slip should lie alongside of and touching each other. The knots shown in Fig. 161 are known by the following names:

A, bight of a rope; B, simple or overhand knot; C, figure 8

Table 103. Galvanized Steel Hawsers
(Fig. 153. Composed of 6 strands and a fiber core, 37 wires to the strand)

Diam, in.	Approx weight per ft, lb	Breaking strength, tons	
		Blue center	Plow steel
2 3/8	8.74	199.0	173.0
2 1/2	8.29	189.0	164.0
2 1/4	7.85	179.0	156.0
2 1/8	7.00	160.0	139.0
2 1/16	6.59	151.0	132.0
2	6.20	143.0	124.0
1 15/16	5.82	134.0	117.0
1 13/16	5.09	118.0	102.0
1 11/16	4.75	110.0	95.7
1 9/16	4.41	103.0	89.2
1 7/8	4.09	95.3	82.9
1 7/16	3.49	81.5	70.9
1 5/8	3.20	75.0	65.3
1 5/16	2.93	68.8	59.8
1 1/2	2.42	57.1	49.7
1 1/4	2.19	51.7	44.9
1 3/8	1.96	46.5	40.4
1 3/16	1.75	41.6	36.1
1 1/8	1.55	36.9	32.1
1 1/16	1.19	28.4	24.7
3/4	1.02	24.5	21.3
5/8	0.87	21.0	18.2

Table 104. Galvanized Steel Mooring Lines and Hawsers
(Fig. 154. Composed of 6 strands and a fiber core, each strand composed of 24 wires and a fiber center)

Diam, in.	Approx weight per ft, lb	Breaking strength, tons	
		Blue center	Plow steel
2 3/8	5.87	134.0	116.0
2	5.52	126.0	110.0
1 15/16	5.18	119.0	103.0
1 13/16	4.53	104.0	90.8
1 11/16	4.23	97.5	84.8
1 9/16	3.93	90.9	79.0
1 7/8	3.64	84.5	73.4
1 7/16	3.11	72.3	62.9
1 5/8	2.85	66.5	57.9
1 5/16	2.61	61.0	53.1
1 3/8	2.16	50.7	44.1
1 3/16	1.95	45.9	39.9
1 1/8	1.75	41.2	35.9
1 1/16	1.56	36.9	32.1
1	1.38	32.8	28.5
3/4	1.06	25.2	21.9
5/8	0.91	21.8	19.0
7/16	0.78	18.6	16.2
3/8	0.54	13.0	11.3
5/16	0.35	8.40	7.30
3/16	0.194	4.77	4.14

Table 105. Standard 6 x 12 Galvanized Running Rope and Hawsers
(Fig. 155. Composed of 6 strands and a fiber core, each strand consisting of 12 wires and a fiber center)

Diam, in.	Approx weight per ft, lb	Breaking strength, tons		
		Blue center	Plow steel	Iron
2 3/8	4.47	93.6	81.4	
2	4.20	88.2	76.7	
1 15/16	3.94	83.0	72.2	
1 13/16	3.45	73.0	63.5	
1 11/16	3.22	68.3	59.4	
1 9/16	2.99	63.6	55.3	
1 7/8	2.77	59.2	51.4	
1 7/16	2.36	50.7	44.1	
1 5/8	2.17	46.7	40.6	
1 5/16	1.99	42.8	37.2	
1 3/8	1.64	35.6	30.9	
1 3/16	1.48	32.2	28.0	
1 1/8	1.33	29.0	25.2	
1 1/16	1.19	25.9	22.5	10.0
1	1.05	23.0	20.0	8.89
3/4	0.80	17.7	15.4	6.85
5/8	0.69	15.3	13.3	5.92
7/16	0.59	13.1	11.4	5.06
3/8	0.41	9.16	7.97	3.54
5/16	0.33	7.45	6.48	2.88
3/16	0.26	5.91	5.14	2.28
1/8	0.20	4.55	3.95	1.76
5/16	0.15	3.36	2.92	1.30
3/16	0.10	2.34	2.04	0.905

Table 106. Galvanized Iron Rigging and Guy Rope
(Fig. 156. Composed of 6 strands and a fibercore, 7 wires to the strand)

Diam, in.	Approx weight per ft, lb	Breaking strength, tons	Circum of good-grade three-strand manila rope of nearest strength, in.
1 3/4	2.34	21.2	7
1 1/2	2.12	19.2	6 1/2
1 1/4	1.90	17.3	6
1 1/8	1.70	15.5	5 1/2
1	1.50	13.8	5 1/4
3/4	1.15	10.7	4 3/4
5/8	0.99	9.23	4 1/4
7/16	0.84	7.90	3 3/4
3/8	0.59	5.54	3 1/4
5/16	0.48	4.51	3
1/2	0.38	3.58	2 3/4
7/16	0.29	2.76	2 1/4
3/8	0.21	2.04	2
5/16	0.15	1.42	1 3/4
1/4	0.094	0.918	1 1/4

When made with wire strand core add 10 percent to weights and 7 1/2 percent to breaking strengths.

lium copper, bronze, monel, Inconel, Hadfield's manganese, and aluminum and from a wide variety of AISI analyses of stainless and nonstainless alloys. However, the need for such special chains, other than those of stainless steel, is so infrequent that they are seldom carried as stock items.

WIRE ROPE

by Harold V. Hawkins

Load Suspension and Haulage

Wire rope (see Sec. 8) used for suspending loads is usually required to be as flexible as possible to minimize the diameters of the drums or sheaves involved. Thus, a rope having six strands of 19 wires each on a hemp core is used (Section 8). Extrapiable ropes made with six strands of 37 wires each or eight strands of 19 wires each on a hemp core are also available but are much less durable because of the finer individual wires used. Hoisting ropes are constructed with the relative twist of the wires in the strands the reverse of the twist of the strands about the core (Fig. 3).

Based upon the service to be expected, special attention should be given to the ratio of drum and sheave diameters (Sec. 8) to cable diameter. For example, hoists having moderate-duty cycle may have a ratio of diameters as low as 20:1, but for extensive duty or where there is need for great safety, such as in elevators, this should be at least 45:1 or larger. Often the need for storing enough cable to obtain sufficient lift length may require a larger drum diameter than would otherwise be needed.



Fig. 3 Haulage rope.

Haulage ropes are of the same construction as suspension ropes or are of the lang-lay type shown in Fig. 4, with the twist of the wire and strand in the same direction. This lang-lay construction increases the wear resistance of the rope, but it tends to untwist and should not be used where the load is in free suspension. Lang-lay rope is difficult to splice. By preforming individual wires and strands before laying up, secondary stresses due to bending are reduced and longer life is obtained. Preformed ropes have less tendency to kink and are easier to handle.



Fig. 4 Lang-lay rope.

Hoisting and Haulage ropes should be frequently greased to minimize wear and to prevent corrosion; either a special commercial lubricant or boiled linseed oil may be used on ropes subjected to atmospheric action, and a tacky petroleum and graphite on hoisting ropes in wet places. Crude oil or other lubricants having an acid or basic characteristic should not be used because of corrosive action on both wire and sisal core. To ensure penetration, lubricant can be applied hot, or a volatile solvent can be used. Ropes should be inspected frequently for broken wires and excessive wear.

For strength and working loads of wire rope, see Sec. 8.

Track Cables

Cables used as tracks to support loads suspended on trolleys are either the locked-coil type for longest life (Fig. 5) or the round-

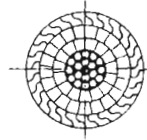


Fig. 5 Locked-coil track strand wire rope. (United States Steel)

wire track strand shown in Section 8. The strength of the locked-coil type is given in Table 7, while that for the round-wire or smooth-coil type is given in Section 8 also. This type of wire minimizes the impact loads on the outer wires which result from the rolling of the trolley.

Fittings

Fittings for ropes are attached at the ends by (1) passing the rope around a minimum-radius thimble and then (a) attaching the rope to itself with rope clips (approximately 80 percent efficient), (b) splicing the rope to itself (80 to 95 percent efficient), (c) attaching the rope to itself by a metal ring which is swaged or crimped on (90 to 95 percent efficient), (2) using a fitting part of which is a steel tube which is pressed or swaged over the rope (90 to 100 percent efficient), (3) using zinc to embed the end of the rope in a fitting having a socket to receive it (100 percent efficient).

Drums

Drums are made with smooth surfaces on hand-powered hoists and on power hoists subject to light-duty operation. Medium- and heavy-duty drums are normally grooved. Drums can be welded or cast, depending upon the quantity to be manufactured, since cast drums are economical when mass-produced. Large drums frequently have separate shells welded to the spider or end plate. Drum shells may be made from steel plates which are bent to a cylindrical shape and welded to the end plates with welded hubs before they are grooved for the rope. Steel-plate shells are stronger than cast shells, better balanced, and free from hidden initial defects. The thickness can be less, thus reducing the inertia of the rotating drum and the resulting acceleration-peak loads. Conical and cylindrical drums are frequently used on large mine hoists. Faces of drums for medium and heavy duty are made wide enough to hold the rope in one layer plus two to four holding turns. The hole for attachment of the rope should be as shown in Fig. 6 to prevent excessive bending; this method of anchoring is normally done on cast drums which have a limited face width. Figure 7 shows an alternate, preferred method of anchoring the rope on welded and cast drums when space is not a problem. The pitch diameter of the drum should be at least twenty times the rope diameter in order to obtain reasonable



Fig. 6

Tableau B.2 — Propriétés mécaniques de certains aciers

No UNS	Procédé LC = laminé à chaud EF = tiré à froid	Résistance à la rupture en traction S_{ul} (MPa)	Limite d'élasticité S_y (MPa)	Allongement à la rupture (%)	Réduction de section à la limite d'élasticité	Dureté Brinell HB
G 10100	LC	320	180	28	50	95
	EF	370	300	20	40	105
G 10150	LC	340	190	28	50	105
	EF	390	320	18	40	111
G 10180	LC	400	220	25	50	116
	EF	440	370	15	40	126
G 10350	LC	500	270	18	40	140
	EF	550	460	12	35	163
G 10400	LC	520	290	18	40	149
	EF	590	490	12	35	170
G 10450	LC	570	310	16	40	163
	EF	630	530	12	35	179
G 10500	LC	620	340	15	35	179
	EF	690	580	10	30	197
G 31400	LC*	660	440	26	56	197
	EF*	720	630	17	48	212
G 41300	LC*	620	410	30	45	183
	EF*	680	600	21	52	201
G 41400	LC*	620	430	27	58	187
	EF*	700	620	18	50	223
G 43400	LC*	700	480	21	45	207
	EF*	760	680	16	42	223
G 61500	LC*	630	400	22	53	183
G 87400	LC*	650	440	25	55	190
	EF*	740	660	17	48	223
G 92550	LC*	790	540	22	45	223

* Recuit

NOTA — Les valeurs indiquées dans ce tableau sont des valeurs typiques relatives à des barres de dimensions variant entre 20 et 30 mm de diamètre, basées sur des tests de traction standardisés sur des éprouvettes cylindriques de 50 mm de longueur.

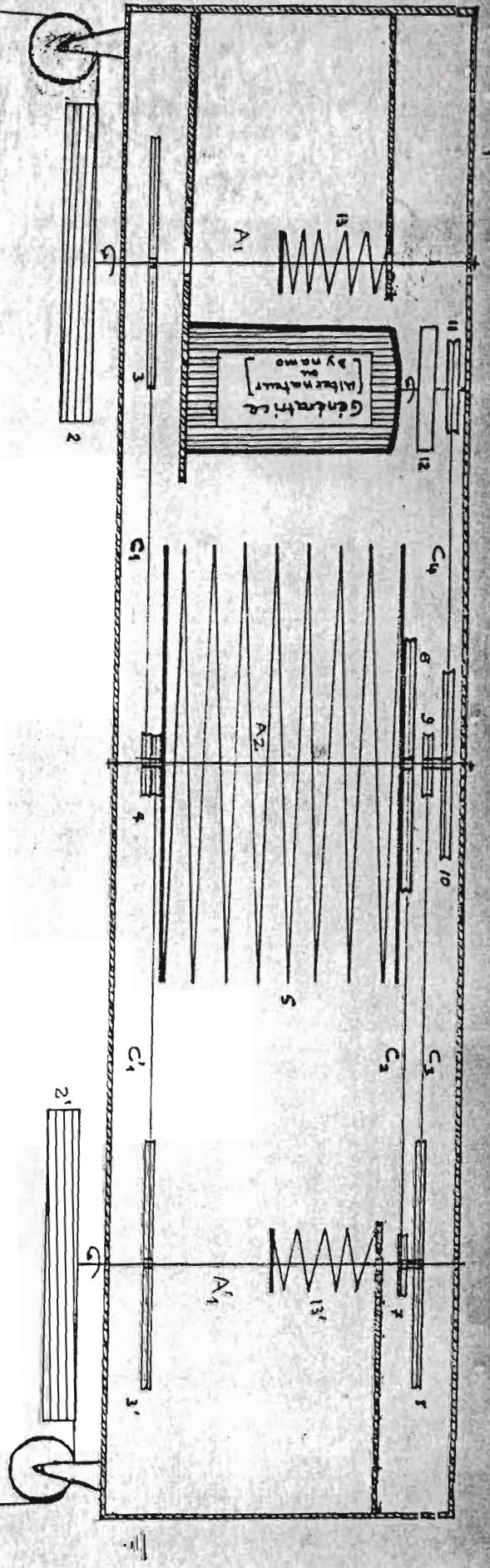
ANNEXE B

Tableau B.1 — Constantes physiques de quelques matériaux

Matériau	Densité (kg/m ³)	Module d'élasticité E (GPa)	Module de cisaillement G (GPa)	Coefficient de Poisson ν	Coefficient de dilatation linéique α (mm/mm/°C)
Aluminium	2 700	71,0	26,2	0,334	$23,9 \times 10^{-6}$
Laiton	8 300	106,0	40,1	0,324	$18,7 \times 10^{-6}$
Acier au carbone	7 850	207,0	79,3	0,292	$10,8 \times 10^{-6}$
Acier inoxydable	7 930	190,0	73,1	0,305	$17,3 \times 10^{-6}$
Fonte grise	7 200	100,0	41,4	0,211	$10,6 \times 10^{-6}$
Cuivre	8 930	119,0	44,7	0,326	$16,7 \times 10^{-6}$
Plomb	11 300	36,5	13,1	0,411	$29,0 \times 10^{-6}$
Monel	8 900	179,0	65,5	0,319	$14,0 \times 10^{-6}$
Magnesium	1 700	44,8	16,5	0,350	$26,0 \times 10^{-6}$
Verre ordinaire	2 600	46,2	18,6	0,245	$3,0 \times 10^{-6}$
Sapin Douglas	530	11,0	4,1	0,33	
Caoutchouc	920	1,5-5	0,5-1,67	0,50	$70,0 \times 10^{-6}$
Acétal (celcon M90)	1 410	2,8	1,03	0,35	$84,6 \times 10^{-6}$
Acrylique (Plexiglas K)	1 190	3,16	1,13	0,40	$63,0 \times 10^{-6}$
Polycarbonate (Merlon M40)	1 200	2,32	0,84	0,38	$70,2 \times 10^{-6}$
Polytétrafluoroéthylène (Teflon 7A)	2 160	0,40	0,16	0,48	$70,0 \times 10^{-6}$
Nylon 6/6 (Celanese 1000)	1 140	2,95	1,10	0,34	$90,0 \times 10^{-6}$
Polyéthylène UHMW (Comco)	1 080	0,76	0,26	0,46	$129,6 \times 10^{-6}$

75-6

D-4



ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
PROJET DE FIN D'ETUDES

HOULOGENERATRICE
QUATRIEME VERSION

C. ADJOVI E-Ing.

Echelle :

N° PFE-CA-04

BIBLIOGRAPHIES

- ELEMENTS DE MACHINES, deuxième édition revue et augmentée,
Gilbert DROUIN, Robert VINEY, Michel GOU, Pierre THIRY
- RESISTANCE DES MATERIAUX, édition corrigée, André BAZERGUI
Ecole Polytechnique de Montréal.
- POWER TRANSMISSION ELEMENTS, Joseph SHIGLEY, Charles R. MISCHKE
- MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, troisième édition, Joseph E. SHIGLEY.
- SYSTEMES HYDRAULIQUES, Tome 1 : Texte, Tome 2 : Figures
deuxième édition ,Raymond GAUVIN, Réjean LABONVILLE, Henry YELLE
Ecole Polytechnique de Montréal.
- CONCEPTION DES CIRCUITS HYDRAULIQUES : Une approche énergétique
Réjean LABONVILLE , Département du Génie Mécanique,
Ecole Polytechnique de Montréal.
- SIMPLIFIED HYDRAULICS, L. S. McNICKLE, JR.
- Revue SCIENCE ET VIE hors SERIE n°110, Les nouvelles sources
d'énergie.
- LE PETROLE ON S'EN FOUT ! Pierre KOHLER.
- QUELLE ENERGIE POUR LE TIERS MONDE ? Denis HAYES
- DESIGN OF WELDMENTS, Omer W. BLODGETT.
- THE PROCEDURE HANDBOOK OF ARC WELDING 12e édition,
The Lincoln Electric Company.
- TRAVAUX MARITIMES, Tome 1, J. CHAPON.
- MARK'S STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS
eighth édition, McGRAW-HILL Book Company.