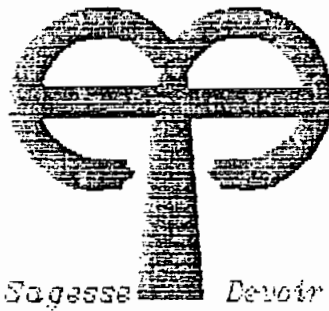


REPUBLIQUE DU SENEGAL



Ecole Polytechnique de THIES

Département du Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur de conception

TITRE: *CONCEPTION ET REALISATION
D'UNE GENERATRICE ELECTRIQUE
UTILISANT L'ENERGIE HOULOMOTRICE*

AUTEUR: *Cyprien Nil Serge ADJOVI*

DIRECTEUR: *Maurice DUVAL Ph. D.*

JUIN 1990

A Messieurs:

Gérald GAGNON, Ph.D.

Professeur à l'École Polytechnique de Montréal

Pierre VITTE-COQ, M.Sc. A

Professeur à l'Université de Sherbrooke

Abdoul BA

Professeur à l'École Polytechnique de Thiès

A mon père adoptif

Evangeliste F. HOUNKPATIN dit LA BIBLE

A mon père Norbert ADJOVI

A ma mère Thérèse DEWEDO

A son père feu Kiki DEWEDO

A ma soeur Léontine ADJOVI

A ma soeur Victoire ADJOVI

*A tous mes Frères et Soeurs
de l'Eglise du Christianisme Céleste*

...JE DEDIE CE RAPPORT.

REMERCIEMENTS:

Nous remercions très sincèrement Monsieur MAURICE DUVAL, Professeur à l'Ecole, pour ce qu'il n'a ménagé aucun de ses efforts, ni de ses connaissances et expériences à notre égard tout au long de notre travail de recherche.

Nous remercions également tous les Techniciens et Secrétaires qui nous ont aidé, en particulier Mademoiselle AIDA N'DIAYE de la Bibliothèque qui nous a aidé dans l'impression du document que voici.

Nous remercions aussi le Commandement et la Direction des Etudes pour leur participation discrète à la bonne marche des Projets de Fin d'Etudes.

Nous remercions également notre aîné MOR FALL, Ingénieur Polytechnicien, qui nous a tracé le chemin de cette étude à travers son Projet en 1987 (Nous lui devons d'ailleurs les annexes de la fin du document, de même que les solutions 12 à 15), sans oublier les agents du service de la Météorologie à Dakar pour les données sur les marées (annexes B).

Comment terminer sans remercier tous nos éducateurs, depuis notre tendre jeunesse jusqu'ici, si nous pensons un instant que chacun d'eux a su porter en son temps sa modeste pierre à l'édifice que nous constituons aujourd'hui. Nous leur en sommes infiniment reconnaissant.

Merci enfin à tous ceux qui n'ont pas été cités nommément ici mais qui nous ont, d'une façon ou d'une autre, témoigné de leur sympathie tout au long de nos études.

Sommaire:

Ce rapport présente les différentes étapes du design d'une génératrice exploitant l'énergie des vagues, depuis la définition du problème jusqu'au choix et à l'amélioration de la solution finale. Ensuite nous passerons au dimensionnement qui n'est rien d'autre que la partie qui permettra de réaliser la machine ainsi conçue. Le titre "Design et Réalisation..." est donc légitime. Enfin vient l'évaluation économique qui ne saurait être omise, car c'est la raison qui justifie tout ce travail. Les recommandations faites au chapitre V appellent à une prompte réalisation du projet. A cet effet, les plans nécessaires sont joints au présent rapport.

TABLE DES MATIERES:

MATIERE	PAGES
INTRODUCTION	1 - 2
ChI CONCEPTION DE LA MACHINE	
I-1 Définition du problème	3 - 4
I-2 Génération de solutions	4 - 14
I-3 Etude de praticabilité	14 - 15
I-4 Processus de décision	15 - 16
I-5 Description et amélioration de la solution	17 - 18
ChII ANALYSE ENERGETIQUE ET DYNAMIQUE	
II-1 Choix des paramètres pertinents	19 - 21
II-2 Bilan énergétique	21 - 22
II-3 Cinématique et dynamique de la machine	23 - 24
ChIII DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE MACHINES	
III-1 Dimensionnement du ressort (5)	25 - 27
III-2 Dimensionnement des tambours (2) et (2')	27
III-3 Dimensionnement du volant d'inertie (12)	28
III-4 Dimensionnement des courroies	28 - 29
III-5 Dimensionnement des arbres	29 - 32
III-6 Dimensionnement des ressorts (13) et (13')	32 - 34
III-7 Dimensionnement des poulies	34 - 35
III-8 Choix des roulements	36 - 37
III-9 Embroyage des poulies (3) et (3')	37
III-10 Dimensionnement du coisson	38
III-11 Dimensionnement des câbles	39
ChIV SECURITE - PROTECTION - TRANSPORT DE L'ENERGIE	
IV-1 Le poignant problème de l'étanchéité	40
IV-2 Protection contre la corrosion	40
IV-3 Le transport de l'énergie électrique vers l'utilisateur	40

Ch V	VOLET ECONOMIQUE	41-42
Ch VI	CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS	43
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	44-45
	ANNEXES A	46-53
	ANNEXES B	54-57
	ANNEXES C	58-68
	ANNEXES D	69-72
	PLANS	

I N T R O D U C T I O N

La crise «énergétique» menaçante pousse les hommes à se pencher sur différentes sources potentielles d'énergie pour le remplacement de la source traditionnelle qu'est le pétrole. C'est ainsi que des recherches dans des domaines comme le solaire, l'éolien, la biomasse, les alcools et autres sont les bienvenues. C'est dans ce cadre que s'insère notre intérêt pour l'énergie des vagues qui est l'une des multiples formes de l'énergie des océans. En effet, on compte parmi ces dernières :

- L'énergie des marées : les marées étant dues aux effets combinés de la lune et du soleil sur les eaux maritimes, leur énergie, quoique non négligeable, est cependant très peu utilisée à cause des investissements trop coûteux que la récupération engendre.
- L'énergie des courants : c'est 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 "houlomotrice" ou énergie des vagues : cette forme d'énergie également due aux effets éoliens sur la mer est depuis longtemps en exploration. Mais différents problèmes techniques sont rencontrés pour sa maîtrise. En effet, outre les dispositifs statiques qui ne sont pas des moins coûteux (système de digues ou autres), des systèmes dynamiques ont afflué aux Etats-Unis et surtout en Grande Bretagne où quelques 350 brevets ont été décernés contre 150 aux USA (référence 1 ; mais la référence 4 parle d'un millier de brevets) entre 1876

et 1980 (un siècle !). Mais seules quelques solutions britanniques telles que le Salter Duck ("canard") et le Cockerell Raft ("Radeau à Clapets") se sont avérées prometteuses.

Cette situation, bien que peu encourageante, ne nous décourage guère, mais bien au contraire, car si l'on sait que l'énergie disponible par mètre de front de vague est environ $P = 0,55H^2/T$ où T est la période et H la hauteur (crête à creux) de l'onde considérée (confère Référence 4), on ne saurait rester indifférent aux 3 GW de puissance totale qui ne font que détruire tout au long de l'année, les 470 km de côte d'un pays du tiers-monde comme le Sénégal, alors que de l'autre côté l'utilisation de centrales thermiques à fuel porte la facture d'électricité à 60 F, parfois même à 100 F CFA le kilowatt-heure. Une estimation rapide, juste en considérant les 10 % du potentiel énergétique des vagues porte le calcul à un montant astronomique de 1400 à 2300 milliards de nos francs.

C'est là le mobile principal qui nous pousse à nous engager dans ce travail qui, vous vous en doutez bien, n'est pas des plus faciles, compte-tenu de la mauvaise maîtrise du comportement des vagues d'une part, et des incertitudes et fluctuations fréquentes des paramètres d'autre part, sans oublier l'agressivité du milieu marin face aux éléments de machines pour la plupart métalliques, donc vulnérables, surtout sous contraintes.

I-1 DEFINITION DU PROBLEME

Données :

- Nous estimons la demande à 0.2 KW environ, soit en moyenne l'équivalent des besoins en électricité d'une famille moyenne.

- La disponibilité en énergie houlomotrice étant de 5 à 6 KW en moyenne par mètre de vague.

- Les caractéristiques à retenir pour le système sont : une puissance utile de 0,2 KW stockée dans des batteries (de camion) à couple PbPbO de 24 V.

Objectifs :

- Produire la puissance électrique satisfaisant la demande.

- Transport économique et fiable de l'énergie jusqu'aux utilisateurs (batteries de stockage).

- Le système doit être fiable et insensible aux variations des paramètres des vagues.

- Il doit résister aux tempêtes.

- L'équipement marin doit être sans entretien, ou d'entretien facile pendant la durée de vie allouée à la machine.

- L'équipement doit être économique et réalisable sur place.

- Amortir l'équipement sur 3 ans, pour une durée de vie de 6 ans minimum.

Critères d'évaluation :

- C1 : Respect des vitesses d'opération de la génératrice.

- C2 : Nécessité d'atteindre la puissance demandée.

- C3 : Régularité du mouvement, indépendamment du cycle des marées.
- C4 : Opérationnel, quelles que soient les fluctuations des paramètres de la houle.
- C5 : Coûts de fabrication (minimum).
- C6 : Entretien inutile ou réalisable par l'utilisateur.
- C7 : Utilisation optimale (maximum d'énergie puisée par unité de longueur de front de vague).
- C8 : Amarrage simple sur le fond marin.

I-2 GENERATION DE SOLUTIONS

Cette partie concerne seulement la transformation du mouvement oscillatoire et progressif de la houle en mouvement de rotation d'une roue. Le choix de la solution finale sera basé sur ce volet qui constitue l'essentiel du design. Ensuite, à la solution retenue, nous associerons le mécanisme de transmission approprié pour transporter l'énergie vers la génératrice. Notons que la plupart des solutions ont été générées par la technique du remu méninge (brainstorming ou orage d'idées) d'Alex OSBORN. Cependant, quelques unes ont été obtenues par la méthode d'adaptation, parce qu'inspirées de solutions déjà existantes (solutions britanniques comme le "radeau oscillant", le "petit canard") et celles que l'on retrouve dans la référence 6 de la bibliographie dressée à la fin de ce rapport. Les solutions nécessitant un stockage (air comprimé) avant de pouvoir fournir l'énergie à la génératrice électrique ont été éliminées parce que trop complexes ou coûteuses. De même, que celles dépendant d'un

ouvrage côtier (quai, digue) n'ont pas été retenues car elles sont trop limitatives. Il ne restera finalement qu'un nombre restreint de solutions pour l'étape de décision.

Solution 01 : mécanisme à double Roue-Crémaillère immergé.

Description :

Quand la vague soulève le caisson (1), la double-crémaillère (3) entraîne les roues (5) et (5') en rotation. Après le passage de la vague, le caisson redescend sous l'effet du ressort (4) initialement comprimé, et la double crémaillère agit en sens inverse. Mais, à chaque fois que les roues sont entraînées, l'une est motrice alors que l'autre est folle afin que le mouvement transmis à la génératrice soit toujours dans le même sens. A cet effet, on utilise des embrayages à roue folle.

Avantages :

- pas de structure érigée dans la mer (piliers de béton ou autres).
- Solution peu complexe.
- Moins chère.
- Insensible aux marées.
- Capte toutes les gammes de vagues (maximum d'énergie).
- Pièces disponibles (classiques).
- Peu encombrant.

Inconvénients:

- Soumis aux intempéries et à l'attaque de l'eau de mer
- Entretien difficile et coûteux (système immergé).

Solution 02 : Mécanisme à double Roue-Crémaillère en caisson.

Description:

Lorsque la vague soulève le caisson, le lien flexible (6) ancré au fond comprime le ressort. Pendant ce temps, la double-crémaillère (3) engrène les roues (5) et (5'). Après que la vague soit passée, le ressort relâche et on a une rotation des roues en sens inverse. Les mouvements des roues étant de sens contraires, l'une est débrayée à chaque fois, pendant que l'autre est motrice (grâce à un système d'embrayage à roue folle). C'est ainsi que la génératrice est alimentée alternativement par les deux roues se relayant mutuellement.

Avantages:

- Le système est à l'abri des intempéries et des éclaboussures.
- Pas de structure rigide montée dans la mer.
- Mouvement assez régulier (relai assuré par les deux roues).
- Caisson disponible à bon marché (un fût rebuté ou une caisse en bois).
- Solution peu complexe.
- Entretien facile et peu coûteux.
- Réalisation peu coûteuse.
- Insensible aux marées.
- Capte toutes les gammes de vagues (puisage du maximum d'énergie).
- Possibilité d'installer la génératrice et les autres accessoires dans le caisson
- Pièces disponibles (classiques).
- Système non immergé.

Inconvénients:

- Encombrement (dimension du caisson).
- Etanchéité à assurer (orifice de passage du câble (6)).

Solution 03: Système Manivelle-Coulisseau immergé

Description:

Lorsque la vague passe, elle fait osciller le coulisseau (1) dans son guidage (6). Ainsi, la manivelle (3) tourne et le mouvement de sortie est prélevé sur la roue (4) et transmis à la génératrice.

Avantages:

- Système simple.
- Peu coûteux.
- Pièces facilement réalisables.
- Moindre encombrement.

Inconvénients:

- Mécanisme immergé.
- Risques d'attaque rapide par l'eau de mer.
- Entretien difficile (immergé).
- Sensible aux marrées.
- Mouvement incomplet pour les faibles amplitudes de vague.
- Support ancré au fond de la mer.

Solution 04 : Système Manivelle - coulisseau non immergé.

Description :

Au passage de la vague, les oscillations du piston (1) (coulisseau) dans le cylindre (6) provoquent la rotation de la manivelle (3). Le mouvement est prélevé sur la roue (4) et transmis à la génératrice.

Avantages :

- Mécanisme simple.
- Peu coûteux.
- Entretien facile.
- Peu sensible aux agressions du milieu.
- Moindre encombrement.
- Système non immergé.

Inconvénients :

- Support rigide ancré au fond de la mer.
- Sensible aux marées.
- Mouvement incomplet pour les petites vagues.
- Mouvement peu régulier.

Solution 05 : Mécanisme à Radeau avec rappel élastique.**Description :**

Lorsque la vague passe, le radeau oscille et fait tourner la manivelle (2). Le rappel est assuré par le ressort (5) et le guidage par le coulisseau (4) qui glisse sur son support (6). Le mouvement de la roue (3) est transmis à la génératrice.

Avantages :

- Mécanisme peu complexe.
- Faible coût de réalisation des éléments.
- Facilité d'entretien.
- Système non immergé.
- Moindre encombrement.
- Peu sensible aux agressions du milieu.

Inconvénients :

- Très sensible aux marées.
- Mouvement peu régulier.
- Mouvement incomplet pour les petites vagues.
- Supports rigides érigés dans la mer.

Solution 06 : Mécanisme à Simple Radeau Oscillant.

Description :

Le radeau (1) oscille comme un balancier et, de ce fait, imprime un mouvement de rotation à la manivelle (3). La sortie est prélevée sur la roue (4) et transmise à la génératrice installée tout comme la roue sur le flotteur (5).

Avantages :

- Système très simple.
- Peu coûteux.
- Éléments réalisables facilement.
- Facile à entretenir.
- Très peu encombrant.
- Peu sensible au milieu.
- Insensible aux marées.
- Pas de structure rigide érigée au fond de l'eau.
- Système non immergé.

Inconvénients :

- Mouvement peu régulier
- Mouvement incomplet pour les petites vagues.
- Énergie faible par mètre de vague.

Solution 07 : Mécanisme à Double-Radeau

Description :

Durant la première demie-période, le radeau (1) monte et imprime à la manivelle (3) un demi-tour. Puis le radeau (1') parfait le mouvement lors de sa montée durant la deuxième demie-période. L'énergie à transmettre à la génératrice sera prélevée sur la roue (4).

Avantages :

- Mécanisme assez simple.
- Mouvement régulier (à cause du relai assuré par la deuxième radeau).
- Solution très moins chère.
- Peu encombrant.
- Entretien peu coûteux.
- Pas de support ancré au fond de l'eau.
- Pièces facilement réalisables.
- Peu de risques d'attaque du milieu.
- Insensible aux marées.
- Système non immergé.

Inconvénients :

- Mouvement incomplet pour les vagues de faible amplitude.
- Energie puisée faible.

Solution 08 : Mécanisme à Multiple Radeaux.**Description :**

Durant la période de passage de la vague, le radeau (1) monte et fait tourner la roue d'un demi-tour ; à ce moment, la vague est au niveau de la roue et se dirige vers le radeau (1') durant la

deuxième demie-période. Ce radeau prend le relai et complète la rotation. Puis la vague rencontre plus loin un autre système à double-radeau semblable au précédent. Le mouvement de rotation des deux roues est transmis à la génératrice électrique.

Avantages :

- Mouvement très régulier (relais multiples).
- Bonne récupération d'énergie par mètre de front de vague.
- Pas de support ancré au fond.
- Insensible aux marées.
- Système non immergé.

Inconvénients :

- Dimension trop grande.
- Mécanisme d'une grande complexité.
- Solution chère.
- Risque de mouvement incomplet des roues pour les petites vagues.

Solution 09 : Caisson à câble Enroulé.

Description :

Le passage de la vague fait osciller le caisson(1). Les câbles ancrés au fond de la mer et enroulés sur les gorges des poulies (2) et (2') se déroulent lors de la montée du caisson et impriment ainsi un mouvement de rotation aux arbres respectifs dans le sens convenable de rotation de la génératrice. Durant la deuxième moitié du cycle, un système de rappel permet de ramener les arbres sans les roues (3) et (3') (système d'embrayage à roue folle), avant le début du cycle suivant. Un système de régulation

est prévu avant la transmission du mouvement à la génératrice qui, comme tous les autres organes, est logée dans le caisson.

Avantages :

- Puisage du maximum d'énergie (une large gamme de vagues).
- Construction facile.
- Fonctionnement simple.
- Entretien facile.
- Possibilité d'installer tous les accessoires dans le caisson (donc à l'abri).
- Coût peu élevé.
- Pièces disponibles (classiques).
- Dispositif non immergé.
- Peu de risques d'attaque des éléments de machine par le milieu.

Inconvénients :

- Encombrement (dimensions du caisson).
- Perte d'énergie à travers le système de rappel.
- Problème d'étanchéité à résoudre.

Solution 10 : Petit Canard.

Description :

Lorsque la vague passe, le "Canard" oscille. Alors, la masse (2) entraîne le balancier (3) dans un mouvement inertiel d'oscillation autour de son axe solidaire de la paroi du "Canard". La manivelle (5) est ainsi entraînée en rotation pendant que le coulisseau (4) oscille le long du balancier. La sortie sera captée sur la roue (6) et envoyée à la génératrice.

Avantages :

- Le dispositif fonctionnel est à l'abri de l'eau et des intempéries.
- Il est peu complexe.
- Peu coûteuse comme machine.
- La machine n'est pas encombrante.
- Elle est facile à entretenir.
- Insensible aux marées.
- Elle n'est pas immergée.

Inconvénients :

- Risques de rotation en sens inverse avec les vagues de faible amplitude.
- Peu fiable (mouvement incertain parce que lié à l'inertie de (2)).

Solution 11 : Le Caisson à Câble avec Rappel.**Description :**

L'oscillation du caisson permet un mouvement de rotation alternative des roues (2) et (3) par l'intermédiaire de la corde (4). Ce mouvement sera transmis de chaque roue à la génératrice en une seule des alternances, l'autre correspondant à une rotation folle de la roue en question (embrayage à roue folle).

Le ressort (5) assure le rappel.

Avantages :

- Système simple.
- Captant toutes les amplitudes de vague.
- Éléments peu coûteux.

- Permet d'obtenir une rotation régulière.
- Entretien facile.
- Peu encombrante comme machine.
- Peu sensible aux marées.

Inconvénients :

- Supports rigides érigés dans l'eau.
- Mécanisme immergé.
- Peu d'énergie récupérée.

Solution 12 : Système Balancier-Balancier (voir référence 6)

Solution 13 : Capteur Balancier-Manivelle (voir référence 6)

Solution 14 : Système à plaque verticale (voir référence 6)

Solution 15 : Turbine à Axe Horizontal (voir référence 6)

Ces solutions ont été bien décrites dans le document cité; les avantages et inconvénients relatifs à chacune d'elle sont soit visibles sur les figures respectives soit soulignés par l'auteur. Nous ne saurions donc répéter ici ces détails. N'empêche que nous tiendrons entièrement compte de ces solutions, au même titre que les précédentes dans le reste de notre analyse à savoir, l'étude de praticabilité et le processus de décision.

I - 3 ETUDE DE PRATICABILITE

Elle ne sera pas très quantitative, mais il suffit de remarquer que les solutions les plus difficilement réalisables du point de vue économique et physique sont a priori celles qui sont immergées et celles qui nécessitent la construction d'une structure ancrée au fond de la mer (solution 01, 03, 04, 05, 11,

12, 13, 14, 15). En effet, la construction d'un mur de réflexion ou d'un support métallique ou de béton au fond de la mer nécessiterait des investissements irréalistes. De même, une machine immergée ne serait pas viable dans la mesure où l'accessibilité pour son entretien serait quasi-impossible, sans oublier l'attaque sévère du matériel par l'eau de mer, même si l'on néglige les freinages et l'usure dus à la traînée de l'eau sur les éléments de machines (voir référence 3, page 879 à 896).

Pour toutes ces raisons, il est inutile de retenir d'autres solutions que les solutions 02, 06, 07, 08, 09, 10 pour la dernière étape que constitue le choix de la solution finale.

I - 4 PROCESSUS DE DECISION

Nous estimons que les solutions qui seront comparées à cette étape sont suffisamment précises, sauf le système de transmission à compléter. C'est pourquoi nous ne jugeons plus nécessaire un quelconque raffinement de celles-ci avant leur évaluation dans la matrice de décision (page suivante).

A cette fin, nous considérons les critères énumérés lors de la définition du problème (I-1). Ces critères seront repérés par leurs numéros (de C1 à C8), avec les poids correspondants (en %) associés à chacun d'eux.

Pour chaque critère, les solutions ont été évaluées par les côtes suivantes :

A (Excellent), B (Bon), C (Acceptable), D (Médiocre),

F (Nul). En sachant que A vaut 4 points, B 3 points, C 2 points,

D 1 point et F aucun point, le total des notes pondérées peut

être facilement effectué pour chacune des solutions et la décision en découle automatiquement.

Le pointage du tableau de décision montre bien que la meilleure solution, donc celle à choisir est la solution 09, la suivante étant la solution 02. Dans la suite, nous ferons donc une description complète de la solution 09 (choisie) et son étude détaillée pour aborder son dimensionnement en vue de la réalisation du prototype de notre machine.

MATRICE DE DECISION

CRITERES D'EVALUATION	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	Total
POIDS RELATIFS DES CRITERES	20%	20%	10%	8%	17%	10%	10%	5%	des points pondérés
Solution 02	B	A	B	A	B	B	B	A	3,33
Solution 06	D	C	C	B	A	A	D	D	2,27
Solution 07	C	B	B	B	A	A	D	D	2,77
Solution 08	B	A	A	B	B	B	B	D	3,20
Solution 09	B	A	A	A	B	B	A	A	3,53
Solution 10	D	C	C	B	A	A	C	D	2,32

Rappel sommaire des Critères:

- c1: Vitesses d'opération
- c2: Puissance
- c3: Régularité du mouvement
- c4: Opérationnalité malgré les fluctuations
- c5: Coût de fabrication
- c6: Coût d'entretien
- c7: Energie puisée de la vague
- c8: Amarrage

I-5 DESCRIPTION ET AMELIORATION DE LA SOLUTION:

La Solution retenue a évidemment été améliorée plusieurs fois parce que chacune des trois premières versions présentait un inconvénient majeur.

Première version: Lorsque le caisson monte, l'énergie est accumulée dans le ressort de torsion, puis restituée progressivement à la génératrice à cause du volant d'inertie qui assure la régulation. Pendant cette phase de montée du caisson, le ressort (1) est étiré grâce à la rotation du tambour (9) qui est solidaire de l'arbre (A1). Pendant la deuxième demi-période, la tension dans les câbles est relâchée et, comme la poulie (3) est folle par rapport à l'arbre dans le sens inverse, le ressort rappelle l'arbre sans cette dernière et le câble est ainsi rebobiné sur le tambour (2). L'inconvénient majeur de cette version est dû à la nécessité de grands allongements du ressort (proportionnellement à la somme des vagues et des marées). Ce qui serait extrêmement encombrant.

Deuxième version: Le fonctionnement est analogue au cas précédent, sauf qu'ici, le rappel est plutôt assuré par une masse inerte (m) qui est sensée rappeler le tambour durant la descente du caisson. L'inconvénient ici, c'est que le temps de réponse sera long surtout si l'inertie de la masse est diminuée par la poussée d'Archimède. De plus, le système dépend beaucoup des frottements câble-tambour et peut ne plus être fiable après un long séjour sous l'eau.

Troisième version: Ici, le rappel est assuré par une tendance au retour du ressort (5) lui-même. En effet, la petite

poulie(11) est liée à l'arbre par le même système d'embrayage que la poulie(3). Durant la montée, la poulie(11) étant entraînée plus rapidement par (12) elle devance le mouvement de l'arbre et se trouve donc débrayée; elle n'a donc aucun effet et tourne follement durant cette alternance. A la descente du caisson, le ressort déjà comprimé a tendance à se relâcher rapidement en sens inverse. Il entraîne ainsi les poulies(11) et (3), mais la poulie (3), de par sa grande vitesse de rotation, prend le devant et rebobine le câble en laissant la poulie(3) folle. Ce système est très efficace et on perd très peu d'énergie surtout si le rapport de vitesse entre (12) et (11) est assez élevé. Malheureusement, si une tempête venait à entraîner le caisson à la dérive, le câble se déroulerait, et si la mer est calme, le ressort n'aurait plus d'énergie pour le rebobiner.

Quatrième version: Pour celle-ci, le rappel est élastique et indépendant comme dans la première version. Mais le problème d'encombrement que posait la première version a été contourné ici par l'utilisation d'un deuxième ressort de torsion ressort qui assure le rappel. Il fonctionne sur une grande plage et est toujours soumis à une contrainte résiduelle au moins suffisante pour rappeler l'arbre, même pour la marée la plus basse. Cette version cumule donc les avantages de chacune des précédentes et peut donc être retenue comme la version finale.

Chap II ANALYSE ENERGETIQUE ET DYNAMIQUE

II-1 CHOIX DES PARAMETRES PERTINENTS

Hauteur et période de vague à considérer

D'après les annexes A, les statistiques permettent d'évaluer la moyenne quadratique des hauteurs de vague, de même que les périodes suivant les directions respectives de 0° et 30° par rapport à la normale à la côte. Ces valeurs rms (root-mean-square) sont les suivantes:

- Pour 0° , $H_{rms} = 1,37 \text{ m}$ et $T_{rms} = 6,55 \text{ s}$
- Pour 30° , $H_{rms} = 1,54 \text{ m}$ et $T_{rms} = 6,18 \text{ s}$

Mais d'après certains auteurs comme DEMOULIN (voir "Travaux de Demoulin", 1967), les directions préférentielles se situeraient entre 10° et 30° . Nous retiendrons une moyenne de 20° et l'interpolation des valeurs ci-dessus donne:

$$H_{rms} = 1,48 \text{ m} \quad \text{et} \quad T_{rms} = 6,30 \text{ s}.$$

En admettant — et les statistiques le démontrent d'ailleurs — que les hauteurs de vague suivent une distribution de Rayleigh (Confère Référence 5), on peut calculer la hauteur significative tenant compte de toutes celles enregistrées et qui représentera une valeur nominale sur laquelle nous baserons tous nos calculs de dimensionnement. Elle est donnée par l'expression

$$H = 0,886 H_{rms} = 1,3 \text{ m}.$$

Néanmoins, nous conserverons pour la période, la valeur forfaitaire, mais sécuritaire de 6,3 s. Mentionnons en passant que dans de telles conditions, la hauteur maximale de vague espérée sera

$$H_{max} = \sqrt{2} H_{rms} = 2,1 \text{ m}.$$

Marées hautes et marées basses :

Les annexes B donnent les heures et hauteurs prévisionnelles des marées hautes et basses pour l'année 1990. L'examen de ces valeurs montre que les marées les plus hautes de l'année ont lieu aux mois de Juillet (du 23 au 25), Août (du 20 au 22) et Septembre (6 et 7), et atteignent une valeur de 1,85 m. Quant aux marées basses, elles trouvent leur minimum de 0,15 m le 27 et le 28 Mars.

Longueur de câble à enrouler autour des tambours (2) et (2') :

Cette longueur doit permettre au caisson de suivre les variations du niveau de l'eau et se trouve donc directement liée à la hauteur des vagues et l'écart entre les hauteurs des marées. D'où sa valeur :

$$L_{\text{enroulé}} = H_{\text{max}} + \Delta H_{\text{max, marées}} = 2,1 + (1,85 - 0,15) = 3,8 \approx 4 \text{ m.}$$

Hauteur du caisson :

Elle joue deux rôles : Comme la tension dans les câbles monte au fur et à mesure que le caisson s'immerge, ce dernier doit être dimensionné de façon à être immergé complètement lorsque nous avons atteint la crête de la vague de 1,3 m de hauteur. Par ailleurs, le deuxième rôle du caisson est de pouvoir abriter les éléments de machines qui vont y être logés, en l'occurrence le ressort (5) et la génératrice qui seront les plus encombrants. Si nous prévoyons pour le caisson une hauteur totale de 0,55 m, nous aurons un déplacement maximal de celui-ci égal à 0,75 m lors du passage d'une vague de 1,3 m, avant son immersion complète. Au-delà de cette hauteur, le caisson va continuer à monter immergé, et la tension dans les câbles aurait cessé d'aug-

menter. Nous aurons la latitude de la fixation de la longueur L et de la largeur l du caisson, de même que son épaisseur e dans le chapitre des dimensionnements.

II-2 BILAN ENERGETIQUE:

Rendements des différents organes:

Nous estimons les rendements des différentes parties du système comme suit:

- Rendement interne de la génératrice : 80%
- Rendement de chaque transmission par courroie : 98% (glissement de 0,02)

Il est inutile de préciser que ces valeurs sont réalistes parce que fréquemment rencontrées. Pour les courroies par exemple, le rendement varie entre 98% et 99% (Référence 11).

Energie reçue par chaque élément:

- Puissance transmise par la poulie (11) à la génératrice : $E_{11} = \frac{200}{0,80} = 250 \text{ W}$
- Puissance transmise par la poulie (10) à la poulie (11) : $E_{10} = \frac{250}{0,98} = 255,1 \text{ W}$
- Puissance transmise par la poulie (8) à la poulie (9) : $E_8 = \frac{255,1}{0,98} = 260,3 \text{ W}$
- Puissance transmise par la poulie (6) à la poulie (7) : $E_6 = \frac{260,3}{0,98} = 265,6 \text{ W}$
- Puissance transmise par la poulie (4) au ressort (5) : $E_4 = E_5 = E_6 = 265,6 \text{ W}$
- Puissance transmise par les poulies (3) et (3') à la poulie (4) : $E_3 = \frac{265,6}{2 \times 0,98} = 135,5 \text{ W}$

Autres énergies dissipées:

Il faut comptabiliser ici toutes les pertes à savoir:

- La puissance dissipée dans les ressorts de rappel (13) et (13')
- Les pertes dues au brassage des tambours avec l'eau (voir Référence 3)

- La puissance dissipée dans les paliers.

Energie totale puisée dans la vague par la machine:

Elle doit représenter le bilan de toutes ces énergies ci-dessus évaluées.

En ajoutant aux 135,5W précédents toutes les pertes, nous pouvons porter à 150W l'énergie que la vague doit fournir à chaque tambour. Soit au total 300W pour les deux tambours, pour une puissance utile de 200W. Ce qui correspond a priori à un rendement théorique global de 67% pour toute la machine.

Energie accumulable dans le ressort (5):

Le ressort est supposé accumuler toute l'énergie qui lui parvient durant la première demi-période de passage de la vague (mettons 3s) pour la restituer en 6,3 s à la génératrice. Cette hypothèse tient compte des régimes transitoires où le volant de régulation offrira une grande inertie à la réponse, ce qui est proche d'une situation de blocage du rotor de la génératrice (pour être pessimiste, donc sécuritaire). Cette énergie peut être évaluée à :

$$W_5 = 265,6 \times 6,3 = 1673,3 \text{ J.}$$

Energie accumulée dans le volant d'inertie (12):

C'est cette énergie qui entretient le mouvement de rotation du rotor de la génératrice entre les instants 3 s (où la vitesse ω_{max} est maximale) et l'instant 6,3 s ou 0 s (où la vitesse ω_{min} est minimale). L'énergie accumulée est donc égale à la variation d'énergie cinétique du volant, soit :

$$W_{12} = \frac{1}{2} I (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = \int_0^{6,3} E_{II} dt - \int_0^3 E_{II} dt = 250(6,3-3) = 825 \text{ J.}$$

Dans l'expression ci-dessus, I représente le moment d'inertie du volant.

II-3 CINEMATIQUE ET DYNAMIQUE DE LA MACHINE :

Mouvement du caisson (1) et tension dans le câble :

Toute l'énergie puisée dans la vague l'est sous forme élastique parce que d'abord accumulée dans le ressort - D'où le caisson monte de 0,75m en 3s (mais toutes les 6,3 s) sous en créant une tension élastique dans le câble, tension qui passe de 0 à une valeur F_{max} telle que :

$$150 \times 6,3 = \frac{1}{2} F_{max} \times 0,75 \quad (\text{expression de l'énergie potentielle élastique}).$$

soit

$$F_{max} = \frac{2 \times 150 \times 6,3}{0,75} = 2520 \text{ N} \quad (\text{tension maximale par câble}).$$

Dynamique du ressort (5) et du tambour (2) :

En effet, le dimensionnement du ressort (5) et les limitations imposées par le caisson permettront de déduire la valeur k_s de la constante de raideur et la valeur T_{smax} du couple maximal. D'où l'angle de torsion θ_s qui permettra de calculer les vitesses de rotation des poulies (4), (3) et (3), et enfin celle du tambour, connaissant les rapports de vitesse des transmissions par courroie. La dynamique du tambour est donc intimement liée à celle du ressort, et vice-versa.

Efforts supportés par les arbres (A1) et (A2) :

(A1) est un arbre de renvoi et supporte donc des couples de torsion qui découleront de l'évaluation des efforts sur le ressort (5) et le tambour (2). Il est soumis aussi à des efforts tranchants dus aux courroies. Il en est de même pour (A1'). Quant à (A2), il supporte uniquement des moments de flexion dus aux courroies sachant que les couples dus aux frottements et les efforts axiaux liés aux poids des poulies sont négligeables. Cet arbre ne tourne pas et joue seulement le rôle d'essieu.

Les efforts supportés par le caisson (1):

Il s'agit de la traînée de l'eau et essentiellement la pression hydrostatique (nous négligeons les autres effets hydrodynamiques). Lorsque le caisson est complètement immergé dans une vague de 2,1 m de hauteur, la base du caisson se trouve alors à une profondeur maximale égale à :

$$2,1 - 1,3 = 0,8 \text{ m}$$

par rapport à la surface libre de l'eau. Ici, nous avons supposé que le caisson était juste immergé lorsque la crête a atteint 1,3 m et qu'il n'a pratiquement plus monté compte tenu de la rapidité avec laquelle la vague monte. Donc il a été tout simplement submergé par la masse supplémentaire d'eau. La pression correspondante à cette situation est, en appelant ρ la masse volumique de l'eau de mer :

$$P = 0,8 \cdot \rho \cdot 9,81 = 0,8 \times 1024 \times 9,81 = 8036 \text{ Pa}$$

Cette pression sera prise en compte dans la détermination de l'épaisseur du caisson.

Dynamique du volant d'inertie (12):

La dynamique du volant est déterminée par son moment d'inertie I . Si nous admettons pour le rotor de la génératrice, une fluctuation de vitesse entre 2925 tr/mn et 3075 tr/mn pour une moyenne $\omega_{\text{moy}} = 3000$ tr/mn, alors on a :

$$W_{12} = \frac{1}{2} I (\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2) = I \left(\frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{moy}}} \right) \omega_{\text{moy}}^2 = I K \omega_{\text{moy}}^2$$

où le coefficient de fluctuation K est défini par :

$$K = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{moy}}} = \frac{3075 - 2925}{3000} = 0,05$$

$$I = \frac{W_{12}}{K \omega_{\text{moy}}^2} = \frac{875}{0,05 \left(\frac{2\pi \times 3000}{60} \right)^2} = \frac{875}{0,05 \times 314^2} = 0,1775 \text{ kgm}^2$$

Chap III

DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE MACHINE:

La plupart des éléments seront dimensionnés en fatigue au besoin, en considérant les efforts dus à une hauteur de vague nominale de 1,3 m comme convenu plus loin, sauf qu'il sera nécessaire pour certains éléments, de vérifier en plus la résistance en statique pour des vagues maximales de 2,1 m.

III-1 DIMENSIONNEMENT DU RESSORT (5):

Pour dimensionner le ressort (5), nous considérerons seulement les vagues de 1,3 m mais nous prendrons un facteur de sécurité $FS = 1,4$ pour tenir compte des vagues de 2,1 m. Ceci est suffisamment sécuritaire, si l'on sait que le critère de fatigue utilisé pour le dimensionnement est en soi un critère déjà assez sévère. Pour les contraintes limites, nous utiliserons le diagramme de Goodman modifié où les notations seront celles de la référence 10.

Choix du matériau et détermination de la contrainte admissible :

Pour des raisons surtout liées au milieu, nous choisissons pour le fil-machine un acier allié de désignation A535 (ou SAE 302) tiré à froid et résistant bien à la corrosion (voir référence 8). Ses propriétés mécaniques sont les suivantes:

$$S_u = 330.000 \text{ psi} = 2275,27 \text{ MPa} \quad ; \quad S_y = 260.000 \text{ psi} = 1792,635 \text{ MPa}$$

$$E = 28.000.000 \text{ psi} = 193,053 \text{ GPa} \quad , \quad S'_e = 700 \text{ MPa} \quad \text{car } S_u > 1400 \text{ MPa}.$$

Si nous considérons une durée de vie de 6 ans, soit $30 \cdot 10^6$ cycles de 6,3 s, la limite de fatigue est égale à :

$$S'_f = 0,3 \times 2275,27 \left(\frac{700}{0,3 \times 2275,27} \right)^{(1/3)(\log 30 \cdot 10^6 - 3)} = 412,63 \text{ MPa}.$$

Cette limite de fatigue est affectée par différents facteurs :

- fini de surface $k_a = 0,3$ (surface meulée)

- grosseur de pièce $k_b = 0,85$ ($7,6 \text{ mm} < d \leq 50 \text{ mm}$)
- fiabilité $k_c = 0,868$ (fiabilité de 95%)
- température $k_d = 1$ (température inférieure à 71°C)
- concentrations de contraintes $k_e = 1$ (pas d'entaille)
- autres effets $k_f = 1$ (le matériau résiste à la corrosion)

d'où

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_f' = 274 \text{ MPa.}$$

Soit $\sigma = \sigma_m = \sigma_a$ la contrainte moyenne encore égale à la contrainte alternée appliquée; sur la droite $S_e - S_u$ du diagramme de Goodman modifié, nous sommes limité par le point (S_m, S_a) tel que

$$S = S_m = S_a = \frac{S_e}{1 + \frac{S_e}{S_u}} = 244,55 \text{ MPa}$$

Dimensionnement:

Pour ne pas tourner en rond, nous choisirons des dimensions raisonnables compatibles avec les limites que nous impose le caisson puis nous en déduirons le couple correspondant. De plus, nous optons pour un fil de section carrée, car cette dernière section résiste mieux à la flexion qu'une section ronde de même dimension.

Soit a , le côté du carré. On établit aisément à partir de l'énergie accumulée que l'angle de torsion pour un couple T est donné par :

$$\theta = \frac{\pi D N T}{\frac{1}{12}} = \frac{\pi C a N T}{E \frac{a^4}{12}} = \frac{12 \pi C N T}{E a^3}$$

où D est le diamètre moyen des spires, C l'indice du ressort et N le nombre de spires.

On en déduit la constante de raideur du ressort :

$$k = \frac{E a^4}{12 \pi D N} = \frac{E a^5}{12 \pi D h_c}$$

où $h_c = N a$ est la hauteur du ressort lorsque les spires se joignent.

Les dimensions du caisson nous imposent $h_c = 0,45 \text{ m}$ et $D = 0,8 \text{ m}$.

Alors on obtient, en prenant $a = 16 \text{ mm}$, une raideur $k = 14,9 \text{ Nm/rad}$.

Par ailleurs, en négligeant l'effet de la courbure (en effet $C = \frac{D}{a} = 50$),

$$\sigma_{\max} = \frac{T \left(\frac{a}{2} \right)}{\frac{a^4}{12}} = \frac{6T}{a^3} \quad (\text{Formule de Navier, référence 12}).$$

On en déduit

$$\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{3T}{a^3} \Rightarrow T = \frac{\sigma a^3}{3} = \frac{174,7 \cdot 10^6 \cdot (0,016)^3}{3} = 238,5 \text{ Nm}.$$

Nous en déduisons

$$\theta = \frac{T}{k} = \frac{238,5}{14,9} = 16 \text{ rad (en 3 secondes)}.$$

III-2 DIMENSIONNEMENT DES TAMBOURS (2) et (2')

Les dimensions du tambour dépendent aussi du nombre de tours par cycle.

En choisissant un rapport de vitesse égal à 16 pour la courroie (C1) qui relie la poulie (3) à la poulie (4), nous pouvons évaluer le nombre de tours de la poulie (3), donc du tambour à

$$\frac{16}{6 \times 2\pi} = 0,4244 \text{ tour par cycle}.$$

Nous en déduisons le diamètre D_2 de chaque tambour :

$$0,4244 \cdot \pi D_2 = 0,75 \text{ m} \Rightarrow D_2 = 0,5625 \text{ m} \approx 560 \text{ mm}.$$

La largeur du tambour dépendra du nombre de tours de câble qui y sera enroulé et du diamètre du câble qui sera déterminé plus loin. Mais on peut déjà évaluer le nombre de spires à :

$$\frac{4 \text{ m}}{\pi \cdot D_2} = \frac{4}{\pi \cdot 0,560} = 2,27, \text{ mettons } 3 \text{ spires}.$$

Mais nous prendrons une largeur égale à 4 fois le diamètre du câble.

Le tambour sera en plaques d'acier assemblées et soudées autour d'un cylindre alésé pour le montage sur le bout d'arbre (pour des raisons de légèreté).

III-3 DIMENSIONNEMENT DU VOLANT D'INERTIE (12):

L'inertie du volant est $I = 0,1775 \text{ kgm}^2$. Pour éviter des problèmes d'encombrement, nous choisissons un volant plein (disque) moulé en fonte, de diamètre D_{12} et d'épaisseur B_{12} . Si M_{12} est la masse du volant, et ρ_{fonte} la masse volumique de la fonte, alors

$$I = \frac{1}{2} M \frac{D_{12}^2}{4}$$

et comme

$$M_{12} = \frac{\pi D_{12}^2}{4} B_{12} \rho_{\text{fonte}}$$

alors

$$I = \frac{\pi D_{12}^4 B_{12} \rho_{\text{fonte}}}{32}$$

Comme nous sommes limités par la hauteur du caisson, nous prendrons $B_{12} = 25 \text{ mm}$

$$D_{12} = \sqrt[4]{\frac{32 \times I}{\pi \rho_{\text{fonte}} B_{12}}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 0,1775}{\pi \times 7800 \times 0,025}} = 0,310 \text{ m} = 310 \text{ mm}$$

Ce volant devra être balancé lors du montage (pour éviter les vibrations).

III-4 DIMENSIONNEMENT DES COURROIES:

Nous choisissons des courroies trapézoïdales étroites du type 13C pour toutes les transmissions, compte tenu des puissances en jeu (entre 0,1 kW et 3,6 kW).

Transmissions C1 et C1' :

Diamètres des poulies $d_3 = 600 \text{ mm}$ $d_4 = 100 \text{ mm}$ \Rightarrow rapport = $\frac{d_3}{d_4} = 6$.

En prenant un entraxe initial de 700 mm, on aboutit à une longueur de courroie de 2589 mm, soit une longueur normalisée $L = 2600 \text{ mm}$.

La puissance brute calculée est : $P_r = 0,1003 \text{ kW}$. affectée par les facteurs $K_1 = 0,88$ (angle d'enroulement de 138°) et $K_2 = 1,15$ (longueur $L = 2600 \text{ mm}$)

$$P'_r = K_A P_r = 0,88 \times 1,15 \times 0,1003 = 0,1015 \text{ kW} \quad (\text{puissance transmise})$$

La puissance effective à transmettre $P' = K_S P = K_S E_3 = 1,4 \times 0,1355 = 0,1897 \text{ kW}$.

Nombre de courroies :

$$n_c = \frac{P'}{P_r} = \frac{0,1897}{0,1015} = 1,87 \approx 2 \text{ courroies.}$$

L'entraxe effectif est $C'' = 667 \text{ mm}$.

En vérifiant la fréquence de passage, on trouve $f_r = 0,12 \text{ s}^{-1} < 8 \text{ s}^{-1}$ (acceptable).

Transmission C2:

Le calcul est analogue au cas précédent et les résultats sont les suivants :

$$d_6 = 600 \text{ mm} \quad , \quad d_7 = 100 \text{ mm} \quad . \quad \text{rapport } \frac{d_6}{d_7} = 6$$

$$L = 2600 \text{ mm} \quad , \quad C'' = 667 \text{ mm} \quad , \quad n_c = 1 \text{ courroie.}$$

$$f_r = 0,7 \text{ s}^{-1} < 8 \text{ s}^{-1} \quad (\text{acceptable}).$$

Transmission C3:

Mêmes caractéristiques que C2 avec $d_8 = 600 \text{ mm}$ et $d_9 = 100 \text{ mm}$.

Transmission C4:

Pour avoir 3000 tr/mn à la sortie, il faut prendre un rapport de vitesse $\frac{d_{10}}{d_{11}} = 1,63$. Choisissons $d_{10} = 245 \text{ mm}$ et $d_{11} = 150 \text{ mm}$.

L'entraxe initial est : $C' = 800 \text{ mm}$, donc $L = 2223 \text{ mm}$. En normalisant, on a $L = 2220 \text{ mm}$.

La puissance brute est : $P_r = 4,535 \text{ kW}$

Angle de contact $173^\circ > 130^\circ$: $K_1 = 0,97$ et $K_2 = 1,11$; d'où

$P_r' = 4,990 \text{ kW}$. On en déduit le nombre de courroies : $n_c = 1 \text{ courroie}$.

Entraxe effectif : $C'' = 797 \text{ mm}$.

III - 5 DIMENSIONNEMENT DES ARBRES :

Arbres A1 et A1' :

Ils sont soumis à des couples variables allant de 0 à T_{\max}

tel que :

$$T_{\max} = F_{\max} \frac{D_2}{2} = 2520 \times \frac{0,560}{2} = 705,6 \text{ Nm.}$$

Les efforts transversaux dus aux courroies étant plus importants pour A'_1 , nous baserons le dimensionnement des deux arbres sur celui de A'_1 . Le diamètre trouvé pour A'_1 sera donc maintenu pour A_1 également, et ceci, pour des raisons d'interchangeabilité.

Efforts exercés par la courroie C'_1 :

$$\theta = 138^\circ \Rightarrow F_1 = F_2 e^{f\theta} \quad (F_1 = \text{tension dans le brin tendu et } F_2 = \text{tension dans le brin mou}).$$

Par ailleurs,

$$F_1 - F_2 = \frac{T_{\max}}{d_3} \Rightarrow F_2 (e^{f\theta} - 1) = \frac{T_{\max}}{d_3} \Rightarrow F_2 = \frac{T_{\max}}{d_3 (e^{f\theta} - 1)}$$

avec un coefficient de frottement $f = 0,3$ (tissu caoutchouté sur fonte, voir référence 11).

On obtient

$$F_2 = 115,3 \text{ N} \Rightarrow F_1 = 2291,3 \text{ N.}$$

L'arbre subit donc un effort égal à :

$$R_1 = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos 2\beta} \quad \text{avec } 2\beta = 180^\circ - 138^\circ = 42^\circ.$$

Soit $R_1 = 3203 \text{ N}$.

La courroie C_2 exerce un effort analogue sur le même arbre :

$$R_2 = 3208 \text{ N.}$$

Diagramme de corps libre

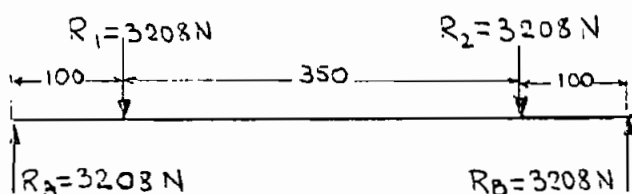
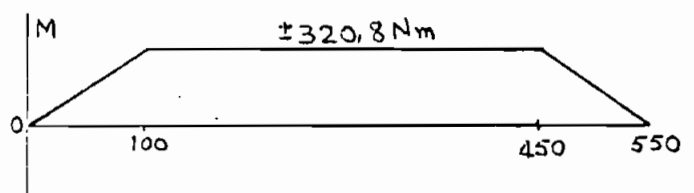


Diagramme des moments



Pour la construction des diagrammes précédents, nous avons supposé que chacune des poulies est située à 100 mm du point d'appui le plus proche de l'arbre. Le fait de prendre 100 mm de part et d'autre est sécuritaire du point de vue de l'évaluation du moment de flexion dans la mesure où la hauteur du caisson permettra en réalité moins de cette valeur. Nous avons donc surestimé les moments pour avoir la valeur maximale $M = 320,8 \text{ Nm}$. Le dimensionnement des arbres se fera donc en considérant ce moment et en négligeant les forces axiales.

Dimensionnement :

Acier ordinaire UNS G10350 $\Rightarrow S_u = 500 \text{ MPa}$ et $S_y = 270 \text{ MPa}$

$$S'_e = 0,5 S_u = 250 \text{ MPa}.$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e = 0,80 \times 0,75 \times 0,868 \times 1 \times 0,7 \times 0,8 \times 250$$

$$S_e = 73 \text{ MPa}$$

Une estimation rapide du diamètre avec le code ASME donne $d = 50 \text{ mm}$. En vérifiant cette valeur avec la théorie de Von-Mises-Hencky, on trouve un facteur de sécurité $F_s = 1,84$; acceptable.

Dimensions de la clavette de montage du tambour :

Elle a une longueur L égale à la largeur B_2 du tambour. Sa largeur W et sa hauteur H sont données par l'expression (en prenant $B_2 = 50 \text{ mm}$):

$$W = H = \frac{4 \times F_s \times T}{S_y \times L \times d} = \frac{4 \times 1,8 \times 705,6}{270 \times 10^6 \times 0,05 \times 0,05} = 8 \text{ mm}.$$

Arbre A_2 :

Il supporte essentiellement des efforts de flexion dus aux courroies, et le poids du ressort (5). Mais les efforts de flexion reviennent à la résultante des efforts exercés par C_2 , C_3 et C_4 , soit $R = |R_2 + R_3 - R_4|$.

Efforts exercés par C4:

$$\theta = 173^\circ \Rightarrow 2\beta = 180 - 173 = 7^\circ \Rightarrow F_2 = \frac{705,6}{0,245 (e^{3 \times 43} - 1)} = 1954 \text{ N et } F_1 = 4806 \text{ N}$$

$$R_4 = 6749,6 \text{ N} \quad \text{D'où } R = 333,6 \text{ N}$$

La force R engendre un moment maximal

$$M = 333,6 \times 0,450 = 150 \text{ Nm}, \quad F = 1380 \text{ N} \text{ étant le poids du ressort.}$$

D'après la théorie de Von-Mises - Hencky, on a, après simplification

$$FS = 1,3 \text{ pour un diamètre } d = 30 \text{ mm}.$$

(ici, $S_e = 103 \text{ MPa}$ parce qu'il n'y a pas de rainure de clavette et aussi $d < 50 \text{ mm}$, ce qui modifie les facteurs k_e et k_b qui affectent entre autres, la limite d'endurance).

III-6 DIMENSIONNEMENT DES RESSORTS (13) ET (13') :

La déformation maximale du ressort doit permettre à celui-ci de tenir, même lorsque des vagues de 2,1 m se superposent aux marées. Nous vérifierons seulement cette condition en statique. Mais en fatigue, nous considérerons des marées moyennes et des vagues de 1,3 m, soit environ une moitié totale de la saison de 2,3 m. Le nombre de tours correspondant est :

$$\frac{2,3}{\pi \times 0,530} = 1,3 \text{ tours} = 8,2 \text{ radians.}$$

De plus, nous estimons que l'énergie nécessaire pour rappeler l'arbre ne doit pas excéder 80% des pertes mentionnées dans le paragraphe II-2.

$$E_{13} = 0,30 (150 - 135,5) = 11,6 \text{ W}, \text{ soit } W_{13} = 73 \text{ joules par cycle.}$$

On peut en déduire la raideur du ressort :

$$k_{13} = \frac{2W_{13}}{\theta^2} = \frac{2 \times 73}{(8,2)^2} = 2,2 \text{ Nm/rad.}$$

La contrainte correspondante est, en négligeant l'effet de la courbure,

$$\sigma_{\max} = \frac{32 k_{13} \theta_{13}}{\pi d_{13}^3} \Rightarrow d_{13} = \sqrt[3]{\frac{32 k_{13} \theta_{13}}{\pi \sigma_{\max}}} \quad (\text{diamètre du fil-machine}).$$

En choisissant le même matériau que dans le cas du ressort (5) et en posant les mêmes hypothèses (durée de vie de 6 ans, etc...), sauf qu'ici $k_b = 1$ ($d < 7,6$ mm a priori), on obtient.

$$S_f = 322,3 \text{ MPa} \Rightarrow S = 282,35 \text{ MPa} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

Alors $\sigma_{\max} = 564,7 \text{ MPa}$, d'où

$$d_{13} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2,2 \times 3,2}{\pi \times 564,7 \times 10^6}} = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad \text{ou} \quad d_{13} = 7 \text{ mm}.$$

Vérifions le ressort en statique pour le déplacement maximal au coisson spécifié ci-dessus (vague maximale superposée à la marée la plus haute):

$$1,85 + 2,1 = 3,95 \text{ m} \Rightarrow \theta_{\max} = \frac{3,95}{\pi \times 0,560} = 2,245 \text{ tours} = 14,1 \text{ radians}.$$

$$T_{\max} = k_{13} \theta_{\max} = 2,2 \times 14,1 = 31 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{32 T_{\max}}{\pi d_{13}^3} = \frac{32 \times 31}{\pi (0,007)^3} = 920,593 \text{ MPa}$$

On a même dans cette situation un facteur de sécurité

$$FS = \frac{S_v}{\sigma_{\max}} = \frac{1732,635}{920,593} = 1,95, \text{ ce qui est très sécuritaire!}$$

Remarquons aussi que le ressort peut être précontraint lors du montage, de façon à avoir toujours une contrainte résiduelle qui pourra maintenir le coisson tendu, même au creux des vagues (en l'absence de vague) pour une hauteur de marée minimale égale à 0,15 m - Ce qui correspond à

$$\theta_{\min} = \frac{0,15}{\pi \times 0,560} = 0,0852 \text{ tour} = 0,535 \text{ rad} \Rightarrow T_{\min} = 1,18 \text{ Nm}.$$

Le diamètre moyen des spires du ressort sera :

$$D_{13} \geq d_{A_1} + d_{13} = 50 + 7 = 57 \text{ mm} \quad (\text{le ressort doit entourer l'arbre respectif}).$$

Prenons $D_{13} = 55 \text{ mm}$. Le nombre de spires est :

$$N_{13} = \frac{d_{13}^4 \times E}{64 k_{13} \times D_{13}} = \frac{(0,007)^4 \times 193,053 \cdot 10^9}{64 \times 2,2 \times 0,065} = 55 \text{ spires} \Rightarrow h_{c_{13}} = 385 \text{ mm}.$$

Un tel espace est bien disponible pour loger notre ressort.

III - 7 DIMENSIONNEMENT DES POULIES :

Toutes les poulies seront moulées en fonte grise, avec des gorges en V (courroies trapézoïdales).

Les poulies (4), (9), (7) et (11) :

La poulie (4) aura 4 gorges, avec une épaisseur à l'extrémité de la jante égale à :

$$t = 0,01 \times \frac{100}{2} + 3 = 3,5 \approx 4 \text{ mm}.$$

La poulie aura une âme raidissante épaisse elle aussi de 4 mm, qui sera solidaire du moyeu. Les gorges de la poulie seront profondes de 12 mm avec une largeur extérieure de 14 mm et un angle de 18° par rapport à la verticale.

Le diamètre du fond de gorge est 90 mm.

Les autres poulies ont les mêmes caractéristiques ((9) et (7) et (11)), sauf que la poulie (11) a un diamètre de fond de gorge égal à 105 mm.

Seulement, les poulies (7), (9) et (11) ont une seule gorge chacune.

Le moyeu aura une longueur égale à :

$$1,2 \times 40 = 48 \text{ mm pour les poulies (9) et (11),}$$

$$1,2 \times 60 = 72 \text{ mm pour la poulie (7),}$$

$$1,2 \times 90 = 108 \text{ mm pour la poulie (4).}$$

Quant à l'épaisseur du moyeu, elle sera égale à :

$$0,3 \times 40 + 10 = 22 \text{ mm pour les poulies (4), (9) et (11),}$$

$$0,3 \times 60 + 10 = 28 \text{ mm pour la poulie (7).}$$

Les poulies (3), (3'), (8), (5) et (10):

Elles seront constituées chacune d'une jante reliée à son moyeu par 5 bras de section elliptique, ellipses dont les grands axes seront dans le plan des poulies pour mieux reprendre les contraintes de flexion induites dans les bras.

L'épaisseur à l'extrémité de la jante sera respectivement :

$$t = 0,01 \times \frac{600}{2} + 3 = 6 \text{ mm} \quad \text{pour les poulies (3), (3'), (8) et (6),}$$

$$t = 0,01 \times \frac{245}{2} + 3 \approx 4,5 \text{ mm} \quad \text{pour la poulie (10).}$$

Les poulies (3) et (3') ont chacune deux gorges profondes de 12 mm avec un angle de 15° (gorges trapézoïdales) par rapport à la verticale. Le diamètre de fond de gorge sera 590 mm.

Les poulies (8), (5) et (10) ont les mêmes caractéristiques, mais avec une seule gorge, sauf que le diamètre de fond de gorge de la poulie (10) est de 235 mm.

Le moyeu aura une longueur de 72 mm pour les poulies (3) et (3'), et une épaisseur de 28 mm. Il en est de même pour la poulie (8).

Quant aux poulies (5) et (10), la longueur du moyeu est de 48 mm et son épaisseur 22 mm.

La section elliptique de chaque bras a pour axes respectivement:

$$h = \sqrt[3]{\frac{I}{3 \times 5}} = \sqrt[3]{\frac{795,6}{8 \times 5}} = 2,6 \text{ cm} = 26 \text{ mm} \quad \text{et} \quad a = \frac{h}{2} = 13 \text{ mm}.$$

Mais ces bras vont en se rétrécissant légèrement du moyeu vers la jante où les axes sont réduits à :

$$h' = 0,3 h = 20 \text{ mm} \quad \text{et} \quad a' = 0,8 a = 10 \text{ mm}.$$

Ceci est dû au fait d'une diminution du moment du moyeu vers la jante.

III-8 CHOIX DES ROULEMENTS :

Les paliers des arbres A_1 et A'_1 :

Les calculs seront basés sur l'arbre A_1 qui est relativement le plus chargé. Nous ferons supporter la charge axiale par le palier inférieur. Cette charge est dû au poids résultant des poulies et de l'arbre lui-même.

$$F_a = F_{A_1} + F_8 + F_7 + F_{3'} + F_{2'} \\ \approx 100 + 70 + 25 + 70 + 70 = 335 \text{ N.}$$

La charge radiale par roulement est :

$$F_r = 3208 \text{ N}$$

Fonctionnement pendant 6ans = 52560 heures. Donc pour une fiabilité de 95% . $H_{10} = 97300$ heures.

En choisissant dans la série 323 (roulements à rouleaux coniques), nous avons pour le roulement n° 32310, une charge statique de base $C_0 = 12700 \text{ daN}$ et une charge dynamique de base $C = 14600 \text{ daN}$.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{335}{3208} \approx 0,1 < e = 0,34 \quad (\text{voir catalogues SKF}).$$

donc la charge radiale équivalente est :

$$P = 1 \times 3208 + 0 \times 335 = 3208 \text{ N} \quad (\text{bague intérieure tournante}).$$

En considérant la vitesse de rotation qui est $N_d = 8,5$ tours / minute, on a un taux de charge dynamique

$$C = P \left(\frac{N_d \times H_{10}}{33,33 \times 500} \right)^{\frac{1}{1,17}} = 90281 \text{ N ou } 9028,1 \text{ daN} < 14600 \text{ daN}.$$

On retiendra donc pour chacun des paliers des arbres A_1 et A'_1 , un roulement à rouleaux coniques SKF 32310 lubrifié à la graisse.

Les roulements des poulies (4), (6), (7), (8), (9) et (10):

Nous choisirons pour la poulie (4) deux roulements de charge axiale F_a

et une charge radiale maximale par roulement $F_r = 1604 \text{ N}$.

$$P = F_a = F_4 + F_5 \approx 50 + 1380 = 1430 \text{ N}$$

Le calcul nous conduit au choix de deux roulements à rouleaux coniques SKF 32306 lubrifiés à la graisse.

En ce qui concerne les roulements (6), (9) et (10), les charges sont aussi essentiellement radiales avec une vitesse plus élevée. Les calculs portent le choix sur des roulements SKF 32206 lubrifiés à la graisse.

Quant aux roulements des poulies (7) et (8), nous choisirons le type SKF 32210 comme pour les supports des arbres A_1 et A_1' , avec lubrification à la graisse.

III-9 EMBRAYAGES DES POULIES (3) ET (3')

Le système est simple. Les « embayages à roue folle » comme on les appelle consistent en une bague intérieure portant des encoches dans lesquelles logent des billes (ici des rouleaux). Dans un sens de rotation, les billes (ou les rouleaux) sont noyées dans les encoches. Alors il y a mouvement de rotation relatif de roulement entre la bague intérieure et la bague extérieure : c'est le temps de folie de la poulie (retour de l'arbre). Mais dans l'autre sens, les billes (ou ici les rouleaux) sont coincées entre les deux bagues et il en résulte un entraînement de la poulie par l'arbre en rotation : c'est la phase motrice du processus. Mentionnons en passant que ce système d'embrayage est classique et est utilisé par exemple pour le pignon d'une roue de bicyclette. En effet, celui-ci est moteur dans un sens de rotation et fou dans l'autre.

III - 10 DIMENSIONNEMENT DU CAISSON :

Compte tenu de la valeur maximale de la poussée d'Archimède

$$F_{\max} = 2 \times 2520 = 5040 \text{ N} ,$$

les dimensions du caisson ne devant pas non plus être trop petites, il faudra un compromis. En effet, la hauteur est déjà fixée à $h = 0,55 \text{ m}$, et le ressort (5) impose une largeur $l = 1 \text{ m}$. Les entraxes des poulies nécessitent une longueur $L = 2 \text{ m}$. Donc la poussée d'Archimède due à une immersion complète serait:

$$F'_{\max} = \rho g L l h = 1024 \times 9,81 \times 2 \times 1 \times 0,55 = 11050 \text{ N}$$

$$\text{La différence } F'_{\max} - F_{\max} = 6010 \text{ N}$$

doit être compensée par le poids propre du caisson avec son contenu. Sachant que les éléments contenus dans le caisson pèsent environ 3000 N , l'épaisseur du caisson doit permettre d'avoir un poids de 3000 N également.

D'où l'épaisseur :

$$e = \frac{3000}{2\rho g(Lh + lh + Ll)} = \frac{3000}{2 \times 7800 \times 9,81 (2 \times 0,55 + 1 \times 0,55 + 2 \times 1)} = 0,005 \text{ m}$$

ou $e = 5 \text{ mm}$.

Cette tôle d'acier doit être montée autour d'une ossature en acier, dont le poids pourrait aussi contribuer à augmenter le lest du caisson. Mentionnons aussi que les membrures de cette charpente serviront de supports pour les arbres.

Vérifions le caisson par rapport aux contraintes de compression :

$$\sigma_{\max} = \frac{PLh}{2eh} = \frac{PL}{2e} = \frac{8036 \times 2}{2 \times 0,005} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Pa (admissible)}$$

Signalons en passant que la méthode de calcul ci-dessus, surestime un peu σ_{\max} .

III-11 DIMENSIONNEMENT DES CABLES :

L'effort de traction supporté par chaque câble est : $F = 2520 \text{ N}$

En prévoyant une charge 8 fois plus élevée, on obtient une résistance d'au moins 20160 N (car une rupture serait très dommage!).

Le tableau 34 de la page 8-87, référence 8 nous permet de choisir des câbles à 7 fils d'acier torsadés de diamètre $\frac{9}{32}$ pouce $\approx 7 \text{ mm}$.

Pour éviter la corrosion rapide et l'usure, nous recouvrirons les câbles de gainz de caoutchouc, de même que la surface des tambours.

Chap IV : SECURITE - PROTECTION - TRANSPORT DE L'ENERGIE

IV-1 LE POIGNANT PROBLEME DE L'ETANCHEITE :

Pour empêcher l'eau de mer d'entrer dans le caisson, de peur de le voir se noyer, sans parler de l'attaque des pièces mécaniques, nous assurerons l'étanchéité en montant au niveau des paliers inférieurs des arbres A1 et A'1 des joints d'étanchéité pour arbres tournants. Compte tenu de la pression (inférieure à 2 bars) et des faibles vitesses enregistrées, nous choisissons par souci de simplicité et de coût moindre, des joints à lèvres. En ce qui concerne la partie supérieure du caisson, elle sera convenablement scellée pour empêcher l'eau de pénétrer dans le caisson par le haut lorsqu'il est complètement immergé.

IV-2 PROTECTION CONTRE LA CORROSION :

La procédure sera celle traditionnelle de la protection cathodique. A cet effet, nous utiliserons des anodes sacrificielles de zinc accrochées au caisson. De plus, le caisson sera peint. Ceci pourra également constituer une mesure de sécurité face au heurt éventuel des pirates ou autres car, si la peinture est bien vive, le caisson sera facilement visible de loin - Ce qui permettra aussi au propriétaire la surveillance à distance.

IV-3 LE TRANSPORT DE L'ENERGIE ELECTRIQUE VERS L'UTILISATEUR :

Les câbles électriques, sortis par le haut du caisson pourront entrer dans une gaine résistante qui sera fixée sur le fond marin. On pourrait aussi laisser la gaine passer simplement sous l'eau à une profondeur raisonnable, mais des risques d'accrochage par les pêcheurs ou autres usagers demeurent. Ce problème sera mieux résolu lors de la réalisation.

Chap V VOLET ECONOMIQUE

Nous montrerons tout de suite ici, par une brève étude de rentabilité, que le projet est viable : Avertissons ici que, n'ayant pas pu avoir des prix précis compte tenu, d'une part de l'originalité de certains éléments, et d'autre part de la non disponibilité de certains autres, nous nous contenterons de faire une estimation grossière globale du coût de réalisation de la machine. Ensuite, la connaissance du coût moyen de l'électricité au Sénégal nous donnera une idée des recettes annuelles qu'apporteront la machine. En négligeant aussi les frais de lubrifiants et autres détails de l'entretien, nous prévoyons essentiellement deux peintures : avant la fin de la durée de vie du matériel : une avant l'installation et l'autre après 3 ans de fonctionnement. La valeur résiduelle du matériel après la durée de vie de 6 ans sera estimée à 10% de l'investissement initial. Notons que tous les coûts et recettes seront actualisés par rapport à l'année de l'investissement initial.

- Construction du caisson, des éléments mécaniques et achats des autres éléments difficiles à réaliser : 250.000 FCFA

- Achat de la génératrice proprement dite (dynamo ou petit alternateur) : 100 000 FCFA

- Frais de peinture et d'autres petits entretiens incorporés (lubrification, révisions, etc...) : 50.000 (en 3 ans)

- Coût moyen de l'énergie électrique : 60 FCFA le kWh, soit pour une puissance moyenne de 200W,

$$0,2 \times 365 \times 24 \times 60 = 105 120 \text{ FCFA par an.}$$

- Valeur résiduelle de la machine après 6 ans :

$$0,10 \times (250.000 + 100.000) = 35.000 \text{ FCFA}$$

Nous prendrons un taux d'actualisation de 10%.

L'évaluation financière est tabulée comme suit :

Année	0	1	2	3	4	5	6
Investissements	350.000	—	—	—	—	—	—
Invest. actualisés	350.000	—	—	—	—	—	—
Dépenses d'entretien	50.000	—	—	50.000	—	—	—
Dép. d'ent. actualisées	50.000	—	—	37.565,7	—	—	—
Recettes	—	105.120	105.120	105.120	105.120	105.120	105.120
Recettes actualisées	—	95.563,6	86.876,0	78.978,2	71.798,4	65.271,2	59.337,5
Valeur résiduelle	—	—	—	—	—	—	35.000
Valeur rés. actualisée	—	—	—	—	—	—	19.756,6
Flux financier	-400.000	95.563,6	86.876,0	41.412,5	71.798,4	65.271,2	79.094,1
Flux fin. cumulé	-400.000	-304.436,4	-217.560,4	-176.147,9	-104.349,5	-33.078,3	40.015,8

Le flux financier cumulé final (de la 6^e année) montre que le projet demeure rentable en dépit des coûts pessimistes, donc un peu exagérés que nous nous sommes imposés. Et dire que nous ne sommes là qu'en train de faire ce qu'on appellerait volontiers « une pharmacie » pour la construction d'un seul prototype. Il est évident que si la machine est adoptée, une production en chaîne diminuerait probablement les coûts de moitié, et la durée de vie peut même aller jusqu'à 10 ans !

La génératrice ainsi conçue ne doit pas demeurer sous forme de document uniquement dans un tiroir de la bibliothèque de l'Ecole mais nous invitons les autorités à nous aider à la réaliser, ne serait-ce que pour le prestige et la fierté de notre institution. Surtout si l'on sait que des projets de ce genre sont des plus côtés vu la crise exergétique (nous ne saurions parler de crise énergétique!) galopante. Mais il reste encore beaucoup à faire avant que la machine que voici ne soit vraiment opérationnelle: en effet, il est impératif de réaliser rapidement un prototype, de l'installer et d'observer le fonctionnement en vue de remédier aux imperfections éventuelles qui auraient échappé à l'étude théorique. A défaut de fonds suffisants pour la réalisation du prototype, un modèle réduit suffirait pour cette phase de l'étude, à la seule condition qu'une bonne similitude dimensionnelle ait été établie, même si dans une pareille circonstance, l'analyse est plus délicate. De toute façon, réaliser un prototype en grandeur nature demeure plus avantageux dans la mesure où il coûterait juste un peu plus cher que le modèle, avec l'avantage supplémentaire qu'ici, les résultats sont directement transposables.

Nous ne saurions terminer sans remercier la Direction de l'Ecole pour tout ce qu'elle a fait pour nous aider à mener à bien ce travail dont le résultat, à cause de son originalité et de son importance, doit être pris au sérieux. Nous demandons au Commandement de l'Ecole et à tous les membres du corps enseignant de veiller à ce que des projets pareils puissent continuer.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES:

Réf1: Energie de remplacement

Ed: Rapport du comité Spécial de l'Energie de remplacement du pétrole
présenté au Parlement du Canada.

Auteur: Chambre des Communes - Canada.1981

Réf2: Travaux Maritimes Tome1

Jean CHARPON Editions Eyrolles (4^e édition)

Réf3: International Symposium on Ocean Wave Measurement and Analysis
(volumes)Edition ASCE

Réf4: Techniques de l'Ingénieur - volume B-2-II - Froid - Energies Nouvelles

Réf5: Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists de Robert G. DEAN ,
Robert A DALRYMPLE - Edition Prentice - Hall , Inc. 1984

Réf6: Conception d'un système Capable de Captur l'Energie des Vagues de Mer
FALL - Projet de Fin d'Etude ; 1987, Ecole Polytechnique de Thiès.

Réf7: Mechanisms and Dynamics of Machinery (SI version) de "Hamilton H MABIE
and Fred W. OCVIRK" - 3rd Edition.

Réf8: Hank's Standard Handbook for Mechanical Engineers de Theodore
BAUMEISTER , Eugene A. AVALLONE , Theodore BAUMEISTER III - Eight Edition , Mc
Graw Hill Company

Réf9: Machine Design (2^e édition) de Robert CREAMER - Ed. Addison -Wesley
Publishing Company

Réf10: Eléments de Machines de Gilbert DROVIN , Michel GOU , Pierre THIRY ,
Robert VINET - 2^e Ed. Revue et augmentée - Ed. de l'Ecole Polytechnique de
Montréal .1996.

Réf11: Eléments de Machines de N. Szaranoman - Ed. Technique et Documentation
- Lavoisier , 1983

Réf12: Manuel de Calcul des Organes de Machines de Machines de G. SPINLER
- Ed Ecole Polytechnique Fédéral Je Lausanne , 1978.

Réf13: Machines Electriques. Notes de cours de Pierre MARKON - Ecole
Polytechnique de Thiès.

Réf14: Mécanique des Matériaux de Charles MASSONNET, Sergio CESCOTTO -
Edition Sciences et Lettres.

Réf15: Des Matériaux de J.M DORLOT , J.R BAILLON , J. MASSOUNAVE - Ed. Ecole
Polytechnique de Montréal - 2^e ed. revue et augmentée.

Réf16: Dessin Industriel de CH. JENSEN - Ed Mc Graw Hill, Editeurs - Montréal

Réf17: Séminaire sur la Politique Energétique en Afrique . Lomé - TOGO (17-21-
Février 1986) CIFOPE - AOCT.

A-1

direction 0°

	T (Total
H(m)	4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	530
0,25	460	24	3	2	1	1	0	0	17	22	1780
0,50	1418	102	58	15	13	5	1	1	3	82	4513
1,00	2582	1451	255	52	39	7	6	1	0	25	4714
1,50	1264	2520	685	167	38	22	3	3	1	11	2417
2,00	299	115	725	201	49	20	3	1	3	1	1212
2,50	91	447	426	172	51	20	3	1	0	1	420
3,00	29	111	165	85	20	3	2	3	2	0	229
3,50	16	48	69	53	25	6	5	7	0	0	104
4,00	8	22	27	23	16	3	1	3	0	1	34
4,50	2	7	4	13	5	2			1		4
5,00			2	1	1						2
5,50		1		1							1
6,00				1							
6,50											
7,00											
7,50											
8,00											
8,50											
Total	6269	528	2419	797	252	89	29	20	27	145	

Fréquence de la houle fonction de la période T (en s) et de la hauteur des vagues H (en m)

direction 30°

H(m)	T(s)										Total
	4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	
0,25	410	8	5	2	2		1		3	8	445
0,50	1536	176	42	21	5		2	1	6	61	1953
1,00	3819	1522	281	57	37	12	15	2	5	29	6179
1,50	269	3677	801	149	30	8	2	1			6743
2,00	470	1937	1139	220	42	9	6				3883
2,50	155	729	775	256	65	21	1				2005
3,00	55	288	312	177	56	14	4	3			910
3,50	28	116	111	110	27	9	1				408
4,00	13	44	54	38	7	7	1				154
4,50	11	27	21	21	11	2	1	1			94
5,00		1	3	3							8
5,50		2	6	5		1					14
6,00		3	4	2	3						12
6,50			1		2	3					6
7,00			1								1
7,50		2									2
8,00		2									2
8,50											
Total	8667	6934	3616	1061	287	88	37	8	20	101	

Fréquence de la houle fonction de la période $T(s)$
et de la hauteur des vagues $H(m)$.

Périodes = en fonction de l'amplitude, c'est à dire.

H(m)	T(s)										moyennes	
		4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	T̄ (s)
0,25	f _i	0,87	0,04	-	-	-	-	-	-	0,03	0,04	5,90
	f _i x _i	3,90	0,29	-	-	-	-	-	-	0,66	0,93	
0,50	f _i	0,80	0,10	0,03							0,05	5,68
	f _i x _i	3,58	0,66	0,28							1,05	
1,00	f _i	0,59	0,32	0,06	0,01							5,49
	f _i x _i	2,67	2,09	0,48	0,12							
1,50	f _i	0,27	0,53	0,14	0,04	0,02						6,49
	f _i x _i	1,22	3,47	1,23	0,37	0,21						
2,00	f _i	0,12	0,05	0,30	0,08	0,02						8,1
	f _i x _i	0,56	0,31	2,55	0,87	0,25						
2,50	f _i	0,08	0,37	0,35	0,14	0,04	0,02					7,98
	f _i x _i	0,34	2,4	2,59	1,49	0,52	0,24					
3,00	f _i	0,07	0,26	0,39	0,20	0,05						8,43
	f _i x _i	0,31	1,72	3,34	2,12	0,69						
3,50	f _i	0,07	0,21	0,30	0,23	0,11	0,03	0,02	0,03			9,32
	f _i x _i	0,31	1,36	2,56	2,43	1,36	0,38	0,36	0,56			
4,00	f _i	0,06	0,21	0,26	0,22	0,15	0,03	-	0,03			9,31
	f _i x _i	0,35	1,37	2,21	2,32	1,92	0,42	-	0,53			
4,50	f _i	0,06	0,21	0,12	0,38	0,15	0,06	-	-	0,03		9,79
	f _i x _i	0,26	1,34	1	4	1,84	0,85	-	-	0,60		
5,00	f _i	-	-	0,5	0,25	0,25	-	-	-	-	-	9,99
	f _i x _i	-	-	4,25	2,62	3,12	-	-	-	-	-	

T̄_{5,5m} = 8,5 s

T̄_{6,5m} = 0,1

T̄_i = 0 pour i = 7; --- 3,5m.

T̄_{0m} = 10,5 s

A-4

Périodes \bar{T} moyennes fonction de l'amplitude, direction 30°

H(m)		T(s)									moyennes $\bar{T}(s)$	
		4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5		22,5
0,25	f_i	0,92	0,02	0,01	-					0,02	0,02	5,28
	f_{ix}	4,94	0,13	0,086					0,42	0,46		
0,50	f_i	0,64	0,09	0,02	0,01					0,03	5,44	
	f_{ix}	3,77	0,59	0,18	0,11					0,71		
1,00	f_i	0,62	0,31	0,045	-						5,24	
	f_{ix}	2,78	2,02	0,39								
1,50	f_i	0,31	0,55	0,12	0,02						6,17	
	f_{ix}	1,38	3,55	1,02	0,23							
2,00	f_i	0,12	0,50	0,31	0,06	0,01					7,14	
	f_{ix}	0,54	3,24	2,62	0,60	0,14						
2,50	f_i	0,08	0,36	0,39	0,13	0,03	0,01				7,91	
	f_{ix}	0,35	2,36	3,29	1,34	0,40	0,17					
3,00	f_i	0,06	0,32	0,34	0,19	0,06	0,02				8,35	
	f_{ix}	0,27	2,06	2,51	2,04	0,77	0,22					
3,50	f_i	0,07	0,28	0,27	0,27	0,07	0,02	0,01			8,67	
	f_{ix}	0,30	1,85	2,37	2,83	0,83	0,32	0,16				
4,00	f_i	0,09	0,27	0,33	0,23	0,04	0,04	-			8,56	
	f_{ix}	0,36	1,74	2,80	2,43	0,53	0,52					
4,50	f_i	0,12	0,28	0,22	0,22	0,12	0,02	0,01	0,01		8,70	
	f_{ix}	0,54	1,82	1,87	2,31	1,5	0,29	0,16	0,18			
5,00	f_i	-	0,12	0,38	0,38						9,09	
	f_{ix}	-	0,81	3,19	4,00							
5,50	f_i	-	0,14	0,43	0,36		0,07				9,36	
	f_{ix}	-	0,93	3,64	3,75		1,04					
6,00	f_i	-	0,25	0,33	0,17	0,25	-				9,32	
	f_{ix}	-	1,62	2,83	1,75	3,12						
6,10	f_i	-	-	0,17	-	0,33	0,5				12,84	
	f_{ix}	-	-	1,42	-	4,17	7,25					

$\bar{T}_{7m} = 6,51$; $\bar{T}_{7,5m} = 6,51$; $\bar{T}_{8m} = 6,55$.

variation (1)

H(m)		T(s)									
		4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5
0,25	p_i	0,07	-	-	-	-	0,01	-	-	0,63	0,15
	p_{xi}	0,118					0			0,15	0,04
0,50		0,23	0,03	0,02	0,02	0,05	0,05	0,03	0,05	0,11	0,57
		0,12	0,02	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05	0,29
1,00		0,43	0,24	0,11	0,07	0,13	0,08	0,21	0,05	-	0,18
		0,43	0,24	0,11	0,07	0,13	0,08	0,21	0,05		0,18
1,50		0,09	0,42	0,28	0,21	0,15	1,25	0,10	0,15	0,04	0,08
		0,13	0,54	0,42	0,32	0,23	0,37	0,16	0,22	0,06	0,11
2,00		0,05	0,02	0,30	0,26	0,19	0,22	0,10	0,05	0,11	0,01
		0,09	0,04	0,50	0,51	0,39	0,45	0,21	0,10	0,22	0,02
2,50		0,01	0,08	0,18	0,22	0,20	0,22	0,10	0,05	-	0,01
		0,04	0,19	0,44	0,55	0,50	0,44	0,26	0,12		0,02
3,00			0,02	0,07	0,11	0,08	0,03	0,06	0,15	0,07	
			0,06	0,20	0,33	0,24	0,10	0,21	0,45	0,22	
3,50				0,03	0,07	0,10	0,07	0,17	0,35	-	
				0,10	0,24	0,35	0,24	0,60	1,22		
4,00				0,01	0,03	0,06	0,03	0,03	0,15	-	0,01
				0,04	0,12	0,25	0,13	0,14	0,50		0,02
4,50					0,02	0,02	0,02			0,04	
					0,07	0,09	0,10			0,17	
5,00											
5,50											
$\bar{H}(m)$		0,93	1,47	1,92	2,20	2,24	1,97	2,26	2,78	0,89	0,69

Amplitudes moyennes de la route \bar{H} fonction
de la période.

direction 30°

H(m)		T (s)									
		4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5
0,25	f_i	0,05	-	-	-	0,01	0,01	0,03	-	-	0,08
	$f_{\cdot i}$	0,01	-	-	-	-	-	0,01	-	-	0,02
0,50		0,19	0,02	0,01	0,02	0,02	0,02	0,05	0,12	0,45	0,63
		0,03	0,01	-	0,01	0,01	0,01	0,03	0,05	0,21	0,32
1,00		0,44	0,22	0,08	0,05	0,13	0,14	0,40	0,25	0,3	0,25
		0,44	0,22	0,08	0,05	0,13	0,14	0,40	0,25	0,3	0,25
1,50		0,24	0,41	0,22	0,14	0,10	0,09	0,05	0,12	0,25	
		0,36	0,62	0,33	0,21	0,16	0,14	0,08	0,19	0,38	
2,00		0,05	0,22	0,33	0,21	0,15	0,10	0,16	-		
		0,11	0,43	0,66	0,41	0,29	0,20	0,32	-		
2,50		0,09	0,08	0,21	0,24	0,23	0,26	0,03	-		
		0,04	0,20	0,54	0,50	0,57	0,65	0,07	-		
3,00		0,01	0,03	0,09	0,17	0,20	0,16	0,11	0,38		
		0,02	0,10	0,26	0,50	0,59	0,48	0,33	1,12		
3,50			0,01	0,03	0,10	0,09	0,10	0,11	-		
			0,04	0,11	0,36	0,33	0,36	0,38	-		
4,00				0,01	0,04	0,02	0,08	0,03	-		
				0,06	0,14	0,10	0,32	0,11	-		
4,50					0,02	0,04	0,02	0,03	0,12		
					0,09	0,17	0,10	0,12	0,56		
$\bar{H}(m)$		1,07	1,64	2,08	2,39	2,42	2,70	1,85	2,20	1,01	0,63

Amplitudes moyennes de la houle \bar{H} (m)
 fonction de la période T (s).

Calcul de l'amplitude moyenne \bar{H} (m)

direction 0°			
\bar{H}_i	frequence	p_i	$p_i \bar{H}_i$
0,93	6269	0,39	0,36
1,47	3928	0,37	0,4
1,92	2419	0,15	0,29
2,20	787	0,05	0,11
2,24	252	0,02	0,04
1,97	89	-	0,00
2,25	29	-	-
2,78	20	-	-
0,89	27	-	-
0,69	145	0,01	0,01
	15965	0,99	1,36

direction 30°			
\bar{H}_i	frequence	p_i	$p_i \bar{H}_i$
1,07	8667	0,38	0,41
1,64	2924	0,39	0,64
2,08	3616	0,16	0,33
2,39	1061	0,05	0,12
2,42	287	0,01	0,02
2,70	88	-	-
1,85	37	-	-
2,20	8	-	-
1,01	20	-	-
0,63	101	-	-
	22849	0,99	1,52

l'amplitude moyenne \bar{H} devient

pour la direction 30°
$$\bar{H} = \frac{\sum \bar{H}_i p_i}{\sum p_i} = \frac{1,52}{0,99} = 1,54 \text{ m}$$

pour la direction 0°
$$\bar{H} = \frac{1,36}{0,99} = 1,37 \text{ m}$$

Calcul de la période moyenne \bar{T}

direction 0°			
\bar{T}_i	freq.	p_i	$p_i \bar{T}_i$
5,90	530	0,03	0,20
5,66	1780	0,11	0,63
5,49	4513	0,28	1,55
6,49	4714	0,30	1,92
8,1	2617	0,15	1,23
7,98	1212	0,08	0,61
8,43	420	0,03	0,22
9,32	229	0,01	0,13
9,31	104	0,01	0,06
9,79	34	-	
9,99	4	-	
10,5	2	-	
	15959	1	6,55

direction 30°			
\bar{T}_i	freq.	p_i	$p_i \bar{T}_i$
5,28	445	0,02	0,10
5,44	1953	0,08	0,46
5,24	6179	0,27	1,42
6,17	6743	0,30	1,82
7,14	3883	0,17	1,21
7,91	2005	0,09	0,69
8,35	910	0,04	0,33
8,67	408	0,02	0,15
8,56	154	0,01	0,06
8,7	94		
9,09	8	-	
9,36	14	-	
9,32	12	-	
12,84	6	-	
8,5	1	-	
6,5	4	-	
	2821	1	6,18

la période moyenne est:
pour 0° $\bar{T} = 6,55$ s.

pour 30° $\bar{T} = 6,18$ s.

B-1

DAKAR

Heures UT

HEURES ET HAUTEURS DES FLEINES ET BASSES MERS

Lat 14° 40' N
Long 17° 25' W

JANVIER 1990				FEBVIER 1990				MARS 1990			
Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m
1 5 35	0.3s	16 0 03	1.5s	1 0 16	1.5s	16 0 29	1.3s	1 5 24	0.2s	16 5 25	0.4
11 40	1.3s	6 15	0.4	6 32	0.3s	6 39	0.5	11 35	1.5	11 42	1.4
L 17 31	0.4	Ma 12 27	1.3s	J 12 44	1.4	V 12 57	1.3	J 17 39	0.3	V 17 45	0.5
23 56	1.6	18 13	0.4s	18 43	0.4	18 54	0.6	23 55	1.5s	23 49	1.3
2 6 17	0.4	17 0 41	1.4s	2 1 03	1.4s	17 1 03	1.2s	2 6 05	0.3	17 5 56	0.4s
12 24	1.3s	6 53	0.4s	7 19	0.4s	7 15	0.5s	12 19	1.4s	12 15	1.3s
Ma 18 14	0.4s	Me 13 07	1.3	V 13 35	1.3s	S 13 43	1.2	V 18 25	0.4	S 18 21	0.5s
		18 55	0.5s	PO 19 38	0.5	DO 19 43	0.7				
3 0 40	1.5s	18 1 20	1.3s	3 2 00	1.3s	18 1 48	1.1s	3 0 42	1.4	18 0 21	1.2
7 03	0.4s	7 32	0.5s	8 15	0.5	8 03	0.6s	6 50	0.4s	6 30	0.5s
Me 13 13	1.3	J 13 54	1.2s	S 14 43	1.3	D 14 49	1.1s	S 13 11	1.4	D 12 56	1.2s
19 04	0.5	DO 19 41	0.6s	20 51	0.6	20 56	0.7s	19 21	0.5	19 07	0.6s
4 1 31	1.4s	19 2 03	1.2s	4 3 14	1.2s	19 3 02	1.0s	4 1 40	1.2s	19 1 03	1.1s
7 55	0.5	8 18	0.6	9 25	0.6	9 16	0.7	7 45	0.5s	7 13	0.6s
J 14 11	1.3	V 14 50	1.2	D 15 08	1.2s	L 16 22	1.1s	D 14 20	1.3	L 13 54	1.2
PO 20 04	0.5s	20 40	0.7	22 28	0.6s	22 48	0.7s	PO 20 39	0.6	DO 20 15	0.7s
5 2 31	1.4	20 2 58	1.2	5 4 47	1.2	20 4 52	1.0s	5 3 02	1.1s	20 2 17	1.0s
8 56	0.5	9 15	0.5s	10 55	0.5	10 54	0.7	9 02	0.6s	8 21	0.7
V 15 19	1.3	S 16 00	1.2	L 17 35	1.3	Ma 17 49	1.2	L 15 53	1.2s	Ma 15 25	1.1s
21 18	0.6	22 01	0.7s					22 29	0.6s	22 07	0.7s
6 3 42	1.3s	21 4 09	1.1	6 0 04	0.5	21 0 15	0.7	6 4 49	1.1	21 4 16	1.0s
10 05	0.5s	10 27	0.6s	6 15	1.2	6 17	1.1	10 42	0.6s	10 05	0.7s
S 16 34	1.3	D 17 17	1.2	Ma 12 14	0.5s	Me 12 10	0.6s	Ma 17 28	1.3	Ma 16 59	1.2
22 43	0.6	23 30	0.7s	18 43	1.4	19 45	1.3			23 36	0.7
7 5 00	1.3	22 5 30	1.1	7 1 14	0.5	22 1 09	0.6	7 0 07	0.5s	22 5 45	1.1
11 17	0.5s	11 39	0.6s	7 21	1.2s	7 12	1.2	6 16	1.1s	11 33	0.6s
D 17 47	1.3s	L 18 23	1.2s	Me 13 14	0.4s	J 13 02	0.5s	Me 12 07	0.6	J 18 04	1.3
				19 44	1.5	19 31	1.4	18 39	1.4		
8 0 03	0.5s	23 0 40	0.7	8 2 05	0.4	23 1 49	0.4s	8 1 09	0.5	23 0 21	0.5s
6 14	1.3	6 38	1.1s	8 13	1.3s	7 54	1.3	7 16	1.2s	6 41	1.2
L 12 22	0.5	Ma 12 39	0.6	J 12 02	0.4	V 13 45	0.4s	J 13 05	0.5	V 12 21	0.5s
18 52	1.4s	19 14	1.3s	20 31	1.6	20 03	1.5	19 37	1.5	18 52	1.4
9 1 10	0.4s	24 1 30	0.6	9 2 49	0.3	24 2 24	0.3s	9 1 54	0.4	24 1 13	0.4s
7 19	1.3s	7 31	1.2	8 55	1.4	8 31	1.4	8 00	1.3s	7 23	1.3s
Ma 13 19	0.4s	Me 13 25	0.5	V 14 45	0.3	S 14 23	0.3s	V 13 50	0.4	S 13 15	0.4s
19 48	1.5s	19 56	1.4s	PL 21 11	1.6s	20 45	1.6	20 14	1.6	19 35	1.5s
10 2 07	0.4	25 2 11	0.5	10 3 26	0.2s	25 2 59	0.2s	10 2 29	0.3	25 1 57	0.3
8 14	1.4	8 14	1.3	9 34	1.4s	9 05	1.4s	8 39	1.4	8 01	1.4s
Me 14 09	0.3s	J 14 05	0.4s	S 15 22	0.2s	D 15 01	0.2s	S 14 24	0.3s	D 14 57	0.3s
20 38	1.6s	20 34	1.5	21 49	1.7	21 20	1.7	20 51	1.6	20 14	1.6s
11 2 56	0.3	26 2 49	0.4	11 4 04	0.2s	26 3 34	0.2	11 3 02	0.3	26 2 28	0.2s
9 03	1.4	8 53	1.3s	10 03	1.4s	9 42	1.5s	9 10	1.4s	8 39	1.5s
J 14 54	0.3	V 14 45	0.3s	D 15 59	0.2s	L 15 29	0.2	D 15 03	0.3	L 14 37	0.2s
PL 21 24	1.7	NL 21 09	1.6	22 24	1.6s	22 57	1.7	PL 21 24	1.6s	NL 20 53	1.7
12 3 41	0.3	27 3 24	0.3	12 4 33	0.2s	27 4 10	0.1s	12 3 32	0.2s	27 3 05	0.1s
9 48	1.4s	9 30	1.4	10 42	1.4s	10 18	1.5s	9 42	1.5	9 15	1.6
V 15 37	0.3	S 15 21	0.3	L 16 33	0.3	Ma 16 15	0.2	L 15 26	0.2s	Ma 15 16	0.2
22 06	1.7	21 45	1.6s	22 57	1.6	22 34	1.7	21 55	1.6	21 37	1.7
13 4 21	0.3	28 4 00	0.2s	13 5 04	0.3	28 4 47	0.2	13 4 01	0.2s	28 3 42	0.1s
10 30	1.4s	10 05	1.4s	11 14	1.4s	10 55	1.5s	10 12	1.5	9 53	1.6s
S 16 17	0.3	D 15 58	0.3	Ma 17 07	0.3	Me 16 55	0.2	Ma 16 09	0.3	Me 15 57	0.3s
22 47	1.7	22 20	1.7	23 28	1.5s	23 13	1.6s	22 25	1.5s	22 17	1.7
14 5 01	0.3	29 4 36	0.2s	14 5 35	0.3s			14 4 29	0.3	29 4 20	0.2
11 09	1.4	10 42	1.4s	11 44	1.4			10 42	1.5	10 33	1.6s
D 15 56	0.3s	L 16 36	0.2s	Me 17 41	0.4			Me 16 40	0.3s	J 16 40	0.2
23 26	1.6s	22 56	1.6s	23 59	1.4s			22 53	1.5	22 54	1.6
15 5 39	0.3s	30 5 12	0.2s	15 6 05	0.4			15 4 57	0.3s	30 5 00	0.2s
11 48	1.4	11 19	1.4s	12 19	1.3s			11 11	1.4s	11 15	1.6
L 17 35	0.4	Ma 17 14	0.3	J 18 15	0.5			J 17 12	0.4	V 17 25	0.3
		23 35	1.6s					23 21	1.4	23 39	1.5
		31 5 51	0.3							31 5 42	0.3s
		11 59	1.4s							12 02	1.5s
		Me 17 56	0.3s							S 18 15	0.4

Heures UT

HEURES ET HAUTEURS DES PLEINES ET BASSES MERS

Lat 14 40 N
Long 17 25 W

AVRIL 1990				MAI 1990				JUIN 1990			
Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m	Heures h min	Haut m
1 0 30 6 28 D 12 58 19 16	1.3s 0.4s 1.4s 0.5	16 6 01 12 29 L 18 51	0.6 1.3s 0.6s	1 1 32 7 12 Ma 13 59 PO 20 29	1.2s 0.6 1.4s 0.6	16 0 42 6 31 Me 13 04 19 34	1.2 0.6s 1.4 0.6s	1 3 27 9 07 V 15 43 22 13	1.2s 0.7 1.4s 0.6s	16 2 15 8 01 S 14 39 DO 20 59	1.3 0.7 1.5 0.6
2 1 34 7 25 L 14 09 PO 20 38	1.2s 0.6 1.3s 0.6	17 0 47 6 47 Ma 13 24 19 54	1.1s 0.6s 1.3 0.7	2 2 51 8 26 Me 15 15 21 56	1.2 0.7 1.4 0.6	17 1 44 7 27 J 14 05 DO 20 39	1.2 0.7 1.4 0.6s	2 4 33 10 21 S 16 45 23 10	1.3 0.7s 1.4 0.6s	17 3 18 9 09 D 15 34 22 02	1.3s 0.7 1.4s 0.6
3 3 02 8 45 Ma 15 40 22 24	1.1s 0.6s 1.3 0.6s	18 2 01 7 50 Me 14 40 DO 21 18	1.1 0.7 1.2s 0.7	3 4 13 9 54 J 16 31 DO 23 10	1.2 0.7 1.4 0.6	18 2 55 8 37 V 15 12 21 48	1.2 0.7 1.4 0.6s	3 5 31 11 27 D 17 41 23 59	1.3s 0.7 1.4 0.6	18 4 24 10 24 L 16 42 23 05	1.4 0.7 1.4s 0.6
4 4 43 10 27 Me 17 07 23 50	1.1s 0.7 1.3s 0.5s	19 3 38 9 17 J 16 03 22 42	1.1 0.7s 1.3 0.6s	4 5 23 11 12 V 17 35	1.2s 0.6s 1.4	19 4 07 9 54 S 16 23 22 52	1.2s 0.7 1.4 0.5s	4 6 21 12 22 L 18 31	1.4 0.7 1.4	19 5 29 11 27 Ma 17 48	1.4s 0.6s 1.5
5 6 00 11 48 J 18 14	1.2 0.6 1.4	20 4 59 10 44 V 17 12 23 44	1.1s 0.7 1.3s 0.5s	5 0 05 6 18 S 12 11 18 28	0.5s 1.3 0.6 1.4s	20 5 10 11 04 D 17 22 23 49	1.3s 0.6s 1.4s 0.5	5 0 41 7 05 Ma 13 10 19 14	0.6 1.4s 0.6s 1.4	20 0 05 6 29 Me 12 42 18 51	0.5s 1.5s 0.5s 1.5
6 0 46 6 55 V 12 45 19 05	0.5 1.3 0.5s 1.5	21 5 53 11 49 S 18 08	1.2s 0.6 1.4s	6 0 48 7 02 D 12 59 19 11	0.5 1.4 0.5s 1.4s	21 5 05 12 07 L 18 19	1.4s 0.5s 1.5s	6 1 18 7 45 Me 13 52 19 55	0.5s 1.5 0.6 1.4	21 1 01 7 25 J 13 31 19 46	0.5 1.6s 0.5s 1.5s
7 1 26 7 35 S 13 23 19 47	0.4s 1.3s 0.4s 1.5s	22 0 32 6 45 D 12 41 18 56	0.4s 1.4 0.5 1.5s	7 1 22 7 39 L 13 33 19 49	0.4s 1.4s 0.5 1.4s	22 0 35 6 55 Ma 13 01 19 12	0.4s 1.5s 0.4s 1.5	7 1 55 8 23 J 14 31 20 34	0.5s 1.5s 0.6 1.4	22 1 52 8 18 L 14 35 20 44	0.4s 1.7s 0.4 1.5s
8 2 09 8 11 D 14 05 20 22	0.4 1.4s 0.4 1.5s	23 1 14 7 28 L 13 28 19 42	0.3s 1.5 0.3s 1.6	8 1 55 8 13 Ma 14 14 20 23	0.4s 1.5 0.5 1.4s	23 1 24 7 43 Me 13 53 20 02	0.3s 1.6s 0.4 1.6	8 2 20 8 59 V 15 09 21 10	0.5 1.6 0.5s 1.4	23 2 41 9 09 S 15 26 21 35	0.4 1.8 0.4 1.5s
9 2 30 8 43 L 14 39 20 55	0.3s 1.5 0.3s 1.5s	24 1 55 8 09 Ma 14 12 20 25	0.2s 1.6 0.3 1.6s	9 2 25 8 46 Me 14 50 PL 20 56	0.4 1.5s 0.4s 1.4s	24 2 10 8 39 J 14 43 NL 20 52	0.3 1.7 0.3 1.5	9 3 05 9 35 S 15 45 21 49	0.5 1.6 0.5s 1.4	24 3 28 9 57 D 16 15 22 24	0.4 1.8 0.3s 1.5s
10 2 59 9 13 Ma 15 12 PL 21 25	0.3 1.5s 0.3s 1.5s	25 2 36 8 50 Me 14 57 NL 21 09	0.2 1.6s 0.2s 1.7	10 2 56 9 18 J 15 23 21 29	0.4 1.5s 0.4s 1.4s	25 2 55 9 17 V 15 31 21 42	0.3 1.7s 0.3 1.6	10 3 41 10 09 D 16 23 22 25	0.5 1.6 0.5s 1.4	25 4 14 10 45 L 17 03 23 12	0.4 1.8 0.4 1.5
11 3 26 9 43 Me 15 44 21 54	0.3 1.5s 0.3s 1.5	26 3 16 9 32 J 15 42 21 54	0.2 1.7 0.2 1.6s	11 3 26 9 50 V 15 59 22 01	0.4 1.5s 0.4s 1.4	26 3 49 10 05 S 16 21 22 32	0.3 1.7s 0.3 1.5s	11 4 16 10 45 L 17 01 23 03	0.5 1.6 0.5s 1.4	26 4 59 11 32 Ma 17 50	0.4s 1.8 0.4s
12 3 55 10 12 J 16 16 22 23	0.3s 1.5s 0.4 1.4s	27 3 57 10 16 V 16 28 22 40	0.2s 1.7 0.2s 1.5s	12 3 59 10 23 S 16 34 22 35	0.4s 1.5s 0.5 1.3s	27 4 25 10 54 D 17 12 23 23	0.3s 1.7s 0.3s 1.4s	12 4 53 11 21 Ma 17 41 23 44	0.5s 1.6 0.5s 1.3s	27 0 07 5 45 Me 12 18 18 35	1.5 0.5 1.7 0.5
13 4 24 10 43 V 16 50 22 52	0.4 1.5 0.4s 1.4	28 4 40 11 02 S 17 17 23 30	0.3 1.6s 0.3 1.4s	13 4 32 10 57 D 17 12 23 10	0.5 1.5 0.5s 1.3	28 5 12 11 45 L 18 05	0.4s 1.7 0.4s	13 5 32 12 03 Me 18 22	0.6 1.6 0.5s	28 0 49 6 31 J 13 05 19 23	1.4s 0.5s 1.6s 0.5s
14 4 54 11 14 S 17 24 23 23	0.4s 1.4s 0.5 1.3	29 5 25 11 53 D 18 11	0.4 1.6 0.4	14 5 05 11 34 L 17 53 23 52	0.5s 1.5 0.6 1.2s	29 0 19 5 07 Ma 12 49 19 02	1.4 0.5 1.6s 0.5	14 0 28 6 14 J 12 43 19 09	1.3s 0.6 1.5s 0.6	29 1 33 7 20 V 13 55 FO 20 13	1.4s 0.6s 1.5s 0.6s
15 5 25 11 48 D 18 03 23 59	0.5 1.4 0.6 1.2	30 0 25 6 14 L 12 51 19 14	1.3s 0.5 1.5 0.5	15 5 46 12 15 Ma 18 39	0.6 1.4s 0.6	30 1 17 6 55 Me 13 35 20 04	1.3s 0.6 1.5s 0.6	15 1 18 7 03 V 13 33 20 01	1.3 0.6s 1.5 0.6	30 2 33 8 16 S 14 47 21 06	1.3s 0.7s 1.4s 0.7
						31 2 21 7 58 J 14 45 FO 21 03	1.3 0.6s 1.5 0.6				

B-3

DAKAR

Heures UT HEURES ET HAUTEURS DES PLEINES ET BASSES MERS Lat. 14° 40' N
Long. 17° 25' W

JUILLET 1990				AOÛT 1990				SEPTEMBRE 1990			
Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m
1 3 33 D 9 20 15 45 22 04	1.3s 0.8 1.4 0.7s	16 2 36 L 14 57 21 18	1.4 0.7 1.5 0.6s	1 4 53 Me 11 03 17 03 23 16	1.3s 0.9 1.2s 0.8	16 4 50 J 11 19 17 32 23 33	1.4s 0.7s 1.3s 0.7s	1 6 30 S 12 54 18 58	1.4s 0.7s 1.3s	16 0 34 D 6 59 13 24 19 32	0.7 1.6s 0.5s 1.5
2 4 36 L 10 34 16 47 23 02	1.3s 0.8 1.3s 0.7s	17 3 47 Ma 9 54 16 11 22 31	1.4s 0.7s 1.4s 0.7	2 6 04 J 12 25 18 22	1.4 0.8s 1.3	17 6 09 V 12 38 18 47	1.5s 0.7 1.4	2 0 47 D 7 14 13 32 19 39	0.7s 1.5s 0.6s 1.4s	17 1 23 L 7 46 14 04 20 12	0.6 1.7s 0.5 1.6
3 5 38 Ma 11 45 17 48 23 58	1.3s 0.8 1.3 0.7	18 5 02 Me 11 19 17 31 23 43	1.4s 0.7 1.4 0.6s	3 0 29 V 7 03 13 16 19 18	0.7s 1.5 0.7s 1.3s	18 0 42 S 7 12 13 35 19 44	0.6s 1.6s 0.6 1.5	3 1 29 L 7 51 14 07 20 14	0.6s 1.6s 0.5s 1.5s	18 2 05 Ma 8 27 14 39 20 48	0.5 1.8 0.4s 1.6s
4 6 34 Me 12 45 18 45	1.4s 0.7s 1.3s	19 6 14 J 12 35 18 44	1.5s 0.6s 1.4s	4 1 10 S 8 22 14 03 20 02	0.7 1.5s 0.7 1.4	19 1 35 D 8 03 14 22 20 31	0.5s 1.7s 0.5 1.5s	4 2 06 Ma 9 26 14 40 20 48	0.5s 1.8 0.4s 1.6	19 2 43 Me 9 03 15 11 21 72	0.4s 1.8 0.4 1.7
5 0 47 J 7 22 13 34 19 34	0.7 1.5 0.7 1.3s	20 0 47 V 7 17 13 39 19 46	0.6 1.5s 0.5s 1.5	5 1 53 D 8 21 14 35 20 41	0.6s 1.6s 0.6 1.5	20 2 21 L 8 47 15 03 21 11	0.5s 1.8s 0.4s 1.6	5 2 42 Ma 9 09 15 13 21 21	0.4s 1.8 0.4 1.6s	20 3 17 J 9 37 15 42 21 54	0.4 1.8 0.4 1.7
6 1 31 V 8 04 14 16 20 17	0.6s 1.5s 0.6s 1.4	21 1 43 S 8 12 14 31 20 40	0.5s 1.7s 0.5 1.5s	6 2 31 L 8 55 15 10 21 16	0.5s 1.7 0.5 1.5s	21 3 02 Ma 9 28 15 49 21 49	0.4s 1.8s 0.4 1.6s	6 3 18 J 9 35 15 45 21 56	0.4 1.8s 0.3s 1.7	21 3 52 V 10 08 16 11 22 25	0.4s 1.7s 0.4s 1.6s
7 2 10 S 8 43 14 56 20 58	0.6 1.6 0.6 1.4s	22 2 32 D 9 09 15 18 21 27	0.4s 1.8 0.4 1.6	7 3 05 Ma 9 30 15 44 21 50	0.5 1.7s 0.5s 1.6	22 3 40 Me 10 05 16 14 22 24	0.4 1.8s 0.4 1.6s	7 3 55 V 10 10 16 22 22 31	0.4 1.8s 0.3s 1.7	22 4 25 S 10 39 16 41 22 56	0.5 1.6s 0.5 1.6s
8 2 49 D 9 18 15 32 21 36	0.5s 1.6s 0.5s 1.4s	23 3 16 L 9 46 16 02 22 10	0.4s 1.8s 0.4 1.6	8 3 42 Me 10 03 16 17 22 24	0.4s 1.8 0.4s 1.6	23 4 17 J 10 40 16 49 22 58	0.4 1.8 0.4s 1.6s	8 4 33 S 10 48 16 59 23 09	0.4 1.8 0.4 1.7	23 4 59 D 11 09 17 10 23 29	0.5s 1.5s 0.5s 1.6
9 3 25 L 9 53 16 08 22 12	0.5s 1.7 0.5 1.5	24 3 59 Ma 10 29 16 43 22 52	0.4 1.8s 0.4 1.6	9 4 17 J 10 37 16 52 22 59	0.4s 1.8 0.4 1.6	24 4 53 V 11 14 17 19 23 32	0.4s 1.7s 0.5 1.6	9 5 13 D 11 28 17 39 23 51	0.4s 1.7 0.5 1.6s	24 5 34 L 11 39 17 42	0.6s 1.4s 0.6s
10 4 01 Ma 10 27 16 44 22 48	0.5 1.7 0.5 1.5	25 4 41 Me 11 09 17 22 23 32	0.4s 1.8s 0.4s 1.5s	10 4 54 V 11 13 17 29 23 35	0.4s 1.8 0.4s 1.6	25 5 29 S 11 47 17 52	0.5s 1.6s 0.5s	10 5 59 L 12 13 18 21	0.5s 1.6 0.5s	25 0 04 Ma 6 12 12 13 18 17	1.5 0.7 1.3s 0.7
11 4 39 Me 11 02 17 19 23 25	0.5 1.7 0.5 1.5	26 5 20 J 11 49 18 00	0.5 1.7s 0.5	11 5 34 S 11 51 18 07	0.5 1.7s 0.5	26 0 07 D 6 04 12 19 18 24	1.5s 0.6s 1.5 0.6s	11 0 40 Ma 6 52 13 08 19 12	1.6 0.6s 1.4s 0.7	26 0 47 Me 7 00 12 58 19 01	1.4s 0.8 1.2s 0.8
12 5 15 J 11 38 17 58	0.5s 1.7 0.5	27 0 11 V 6 00 12 27 18 37	1.5s 0.5s 1.6s 0.6	12 0 15 D 6 15 12 34 18 59	1.5s 0.5s 1.6s 0.5s	27 0 45 L 6 45 12 55 19 01	1.5 0.7s 1.4 0.7s	12 1 44 Ma 8 02 14 23 20 21	1.5 0.7s 1.3s 0.8	27 1 47 J 8 08 14 15 20 07	1.3s 0.9 1.2 0.8s
13 0 04 V 5 55 12 17 18 38	1.4s 0.5s 1.6s 0.5s	28 0 52 S 6 42 13 05 19 15	1.5 0.6s 1.5s 0.6s	13 1 02 L 7 07 13 25 19 49	1.5 0.6s 1.5s 0.6s	28 1 32 Ma 7 33 13 41 19 49	1.4 0.8s 1.3 0.8	13 3 09 J 9 41 16 03 21 57	1.4s 0.8 1.3 0.8	28 3 14 V 9 51 16 07 21 48	1.3s 0.9 1.2 0.9
14 0 47 S 6 40 13 02 19 23	1.4s 0.6 1.6 0.6	29 1 37 D 7 26 13 49 19 59	1.4 0.7s 1.4s 0.7s	14 2 03 Ma 8 11 14 32 20 44	1.4s 0.7s 1.4s 0.7s	29 2 35 Me 8 45 14 54 20 58	1.3s 0.9 1.2s 0.8s	14 4 44 V 11 14 17 17 23 28	1.5 0.7s 1.3s 0.7s	29 4 43 S 11 29 17 32 23 15	1.3s 0.8s 1.2s 0.8s
15 1 37 D 7 31 13 54 20 16	1.4s 0.6s 1.5s 0.6	30 2 39 L 8 21 14 41 20 52	1.3s 0.8s 1.3s 0.8	15 3 20 Ma 9 33 15 53 22 07	1.4s 0.8 1.3s 0.7s	30 4 05 J 10 32 16 39 22 35	1.3s 0.9s 1.2 0.9	15 6 01 S 12 34 18 44	1.5s 0.6s 1.4	30 5 47 D 12 14 18 24	1.4s 0.7s 1.3s
		31 3 35 Ma 9 35 15 48 22 03	1.3s 0.9 1.3 0.8			31 5 31 V 12 02 18 03 23 53	1.4 0.8s 1.2s 0.8				

B-4

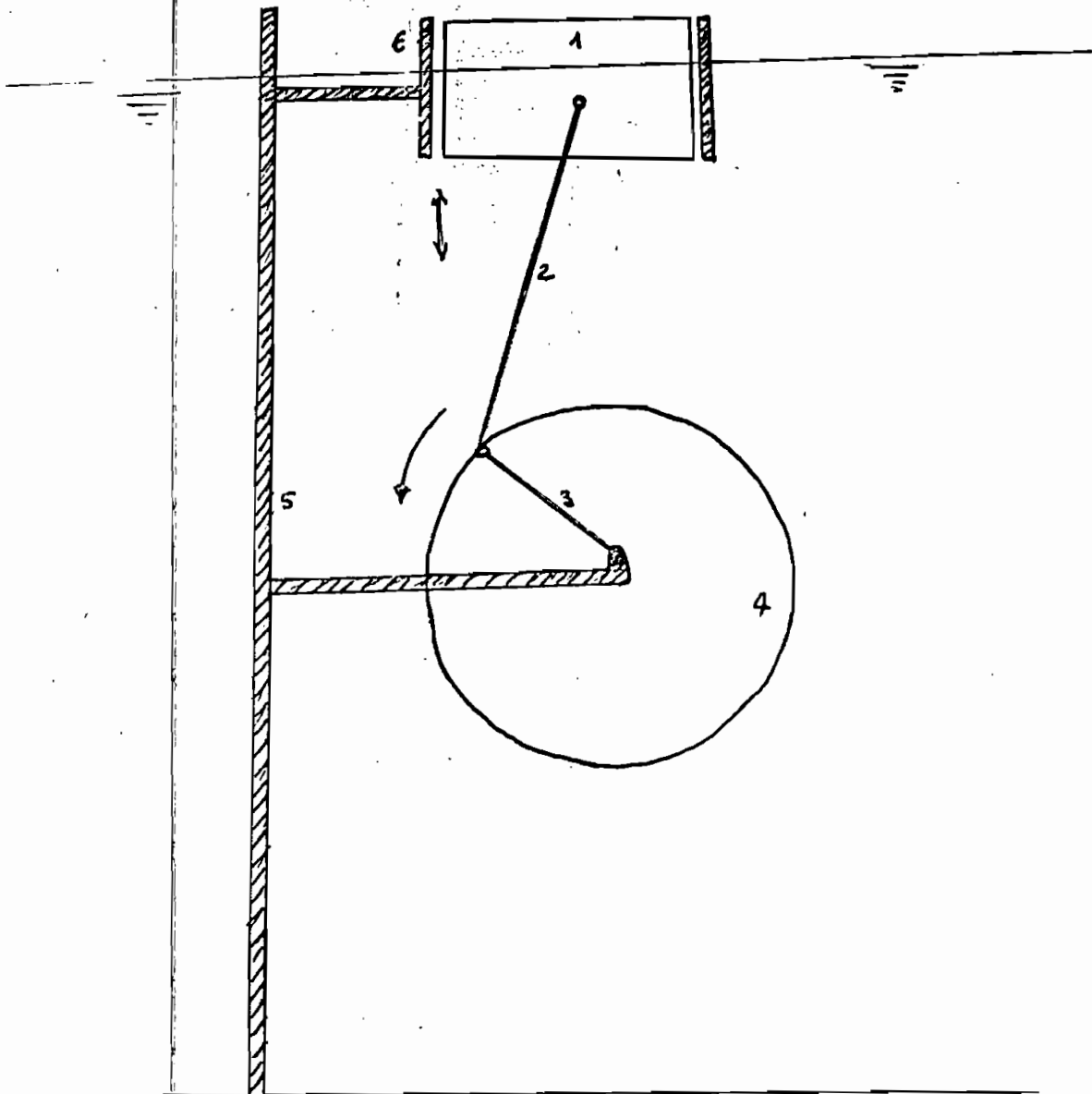
DAKAR

Heures UT

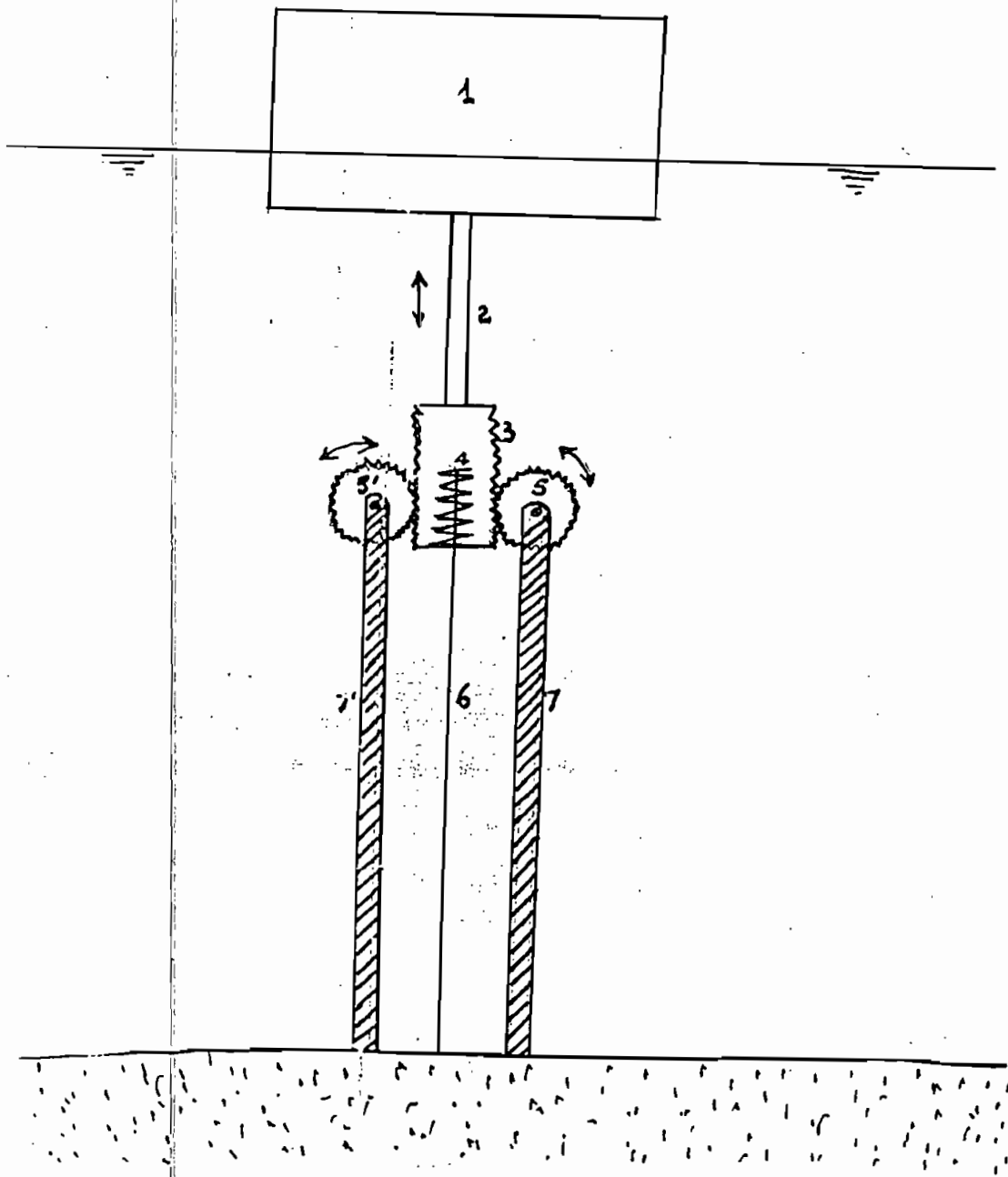
HEURES ET HAUTEURS DES PLEINES ET BASSES MERS

Lat 14 40' N
Long 17 25' W

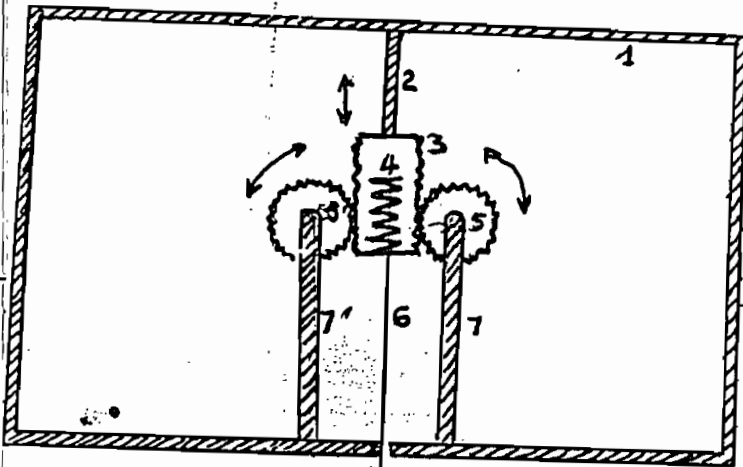
OCTOBRE 1990				NOVEMBRE 1990				DÉCEMBRE 1990			
Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m	Heures h min	Haut. m
1 0 12 6 34 L 12 55 19 05	0.7s 1.5s 0.6 1.4s	16 1 03 7 21 Ma 13 36 19 48	0.6 1.6s 0.5 1.5s	1 1 05 7 16 J 13 31 19 45	0.5 1.6s 0.4 1.6s	16 1 59 8 07 V 14 09 20 31	0.5 1.5 0.4s 1.6	1 1 28 7 37 S 13 46 20 06	0.4 1.5s 0.3s 1.6s	16 2 22 8 25 D 14 19 20 50	0.5s 1.3s 0.4s 1.5s
2 0 57 7 14 Ma 13 31 19 41	0.6s 1.6s 0.5 1.5s	17 1 44 8 00 Me 14 09 20 22	0.5 1.6s 0.4s 1.6	2 1 49 7 59 V 14 10 20 25	0.4 1.7 0.3s 1.7	17 2 35 8 42 S 14 41 DO 21 04	0.5 1.5 0.4s 1.6	2 2 19 8 26 D 14 31 FO 20 53	0.3s 1.6 0.3 1.7s	17 3 09 9 07 L 14 54 DO 21 25	0.5s 1.3s 0.4s 1.5s
3 1 37 7 51 Me 14 06 20 16	0.5 1.7 0.4 1.6s	18 2 20 8 35 J 14 40 NL 20 54	0.4s 1.6s 0.4s 1.6s	3 2 33 8 43 S 14 51 21 07	0.3s 1.7 0.3 1.7s	18 3 11 9 15 D 15 12 21 38	0.5 1.5s 0.4s 1.6	3 3 07 9 16 L 15 16 21 40	0.3 1.6 0.3 1.7s	18 3 36 9 38 Ma 15 29 21 59	0.5 1.3s 0.4s 1.6
4 2 15 8 29 J 14 41 PL 20 52	0.4s 1.8 0.3s 1.7	19 2 55 9 07 V 15 09 21 26	0.4s 1.6s 0.4s 1.6s	4 3 17 9 27 D 15 32 21 50	0.3 1.7 0.3 1.8	19 3 47 9 49 L 15 45 22 11	0.5 1.4 0.4s 1.6	4 3 57 10 05 Ma 16 01 22 29	0.3 1.5s 0.3 1.7s	19 4 12 10 13 Me 16 04 22 33	0.4s 1.3s 0.4s 1.5s
5 2 54 9 06 V 15 17 21 29	0.3s 1.8 0.3 1.7s	20 3 28 9 39 S 15 38 21 57	0.4s 1.6 0.4s 1.6s	5 4 03 10 12 L 16 14 22 36	0.3 1.6s 0.3s 1.7s	20 4 22 10 23 Ma 16 17 22 45	0.5 1.4 0.5 1.5s	5 4 47 10 55 Me 15 49 23 18	0.3 1.5 0.3s 1.7s	20 4 48 10 50 J 16 39 23 06	0.4s 1.3s 0.4s 1.5s
6 3 34 9 46 S 15 55 22 07	0.3s 1.8 0.3s 1.7s	21 4 02 10 08 D 16 08 22 29	0.5 1.5s 0.5 1.6s	6 4 52 11 01 Ma 16 59 23 25	0.3s 1.5s 0.4s 1.7	21 5 02 11 59 Me 16 53 23 21	0.5s 1.3s 0.5s 1.5	6 5 25 11 53 J 17 37	0.3s 1.4 0.4s	21 5 23 11 26 V 17 15 23 41	0.4s 1.3 0.5 1.5
7 4 15 10 26 D 16 33 22 42	0.3s 1.7s 0.4 1.7	22 4 37 10 40 L 16 39 23 01	0.5s 1.4s 0.5s 1.6	7 5 45 11 55 Me 17 48	0.4s 1.4s 0.5	22 5 49 11 23 J 17 39	0.5 1.3 0.6	7 0 11 6 32 V 12 46 18 28	1.6s 0.4s 1.3s 0.5	22 6 02 12 05 S 17 54	0.5 1.3 0.5s
8 4 59 11 10 L 17 14 23 34	0.4 1.6s 0.4s 1.7	23 5 12 11 12 Ma 17 11 23 37	0.6 1.4 0.6 1.5	8 0 21 6 44 J 13 09 18 44	1.6s 0.5s 1.3s 0.6	23 0 09 6 22 V 12 25 13 12	1.4s 0.6s 1.2s 0.6s	8 1 05 7 39 S 13 47 19 25	1.6 0.5 1.3 0.6	23 0 19 6 43 D 12 49 18 37	1.5 0.5 1.2s 0.6
9 5 49 12 01 Ma 18 00	0.5 1.5 0.5s	24 5 53 11 49 Me 17 48	0.7 1.3 0.7	9 1 26 7 55 V 14 15 PL 19 52	1.5s 0.6 1.3 0.7	24 0 45 7 14 S 13 22 19 04	1.4s 0.5s 1.2 0.7	9 2 07 6 33 D 14 53 PL 20 33	1.5 0.5s 1.2s 0.6s	24 1 02 7 23 L 13 40 19 28	1.4s 0.5s 1.2s 0.6
10 0 28 6 47 Me 13 02 18 55	1.6 0.6 1.4 0.7	25 0 19 6 40 J 12 38 18 32	1.4s 0.7s 1.2s 0.7s	10 2 40 9 17 S 15 37 21 16	1.5 0.6s 1.2s 0.7s	25 1 41 8 13 D 14 39 NL 20 07	1.4 0.6s 1.2 0.7s	10 3 11 9 40 L 15 01 21 49	1.4 0.6 1.2s 0.7	25 1 53 8 22 Ma 14 40 NL 20 39	1.4 0.5s 1.2s 0.6s
11 1 35 8 02 J 14 25 DO 20 08	1.5 0.7 1.3 0.7s	26 1 13 7 41 V 13 50 PO 19 32	1.4 0.8 1.2 0.8	11 3 55 10 35 D 16 51 22 39	1.4s 0.6s 1.3 0.7	26 2 44 9 18 L 15 49 21 21	1.4 0.6s 1.2 0.7s	11 4 16 10 44 Ma 17 06 23 03	1.3s 0.6 1.3 0.7	26 2 54 9 23 Me 15 48 21 45	1.3s 0.5s 1.2s 0.6s
12 3 09 9 40 V 16 02 21 44	1.4s 0.7s 1.2s 0.8	27 2 25 9 02 S 15 23 20 56	1.3s 0.8 1.2 0.8s	12 5 05 11 37 L 17 51 23 45	1.5 0.6 1.3s 0.6s	27 3 59 10 22 Ma 16 44 22 35	1.4 0.6 1.3 0.7	12 5 19 11 39 Me 18 03	1.3s 0.6 1.3s	27 4 04 10 29 J 16 57 23 03	1.3s 0.5s 1.3 0.6
13 4 28 11 11 S 17 24 23 12	1.5 0.7 1.3 0.7s	28 3 43 10 21 D 16 42 22 21	1.3s 0.7s 1.2s 0.8	13 6 02 12 24 Ma 18 39	1.5 0.5s 1.4s	28 4 53 11 20 Me 17 49 23 49	1.4 0.5s 1.4 0.5	13 0 05 6 14 J 12 25 18 52	0.6s 1.3s 0.5s 1.4	28 5 15 11 35 V 18 01	1.3s 0.5 1.4
14 5 49 12 13 D 18 24	1.5s 0.6 1.4	29 4 50 11 22 L 17 39 23 27	1.4 0.6s 1.3 0.7	14 9 37 6 50 Me 13 03 19 20	0.6 1.5 0.5 1.5	29 5 51 12 11 J 18 31	1.4s 0.4s 1.5	14 0 53 7 03 V 13 05 19 34	0.6 1.3s 0.5s 1.4s	29 0 15 6 23 S 12 35 19 01	0.5s 1.4 0.4s 1.5
15 0 15 8 36 L 12 59 19 09	0.6s 1.6 0.5s 1.5	30 5 45 12 09 Ma 18 24	1.5 0.5s 1.4s	15 1 20 7 31 J 13 37 19 56	0.5s 1.5 0.5 1.5s	30 0 35 6 45 V 12 59 19 18	0.5 1.5 0.4 1.6	15 1 43 7 45 S 13 44 20 13	0.5s 1.3s 0.5 1.5	30 1 17 7 24 D 13 28 19 55	0.4s 1.4 0.4 1.6
		31 0 19 6 33 Me 12 51 19 05	0.6 1.5s 0.4s 1.5s							31 2 17 8 20 L 14 18 FO 20 45	0.3s 1.4s 0.3 1.7



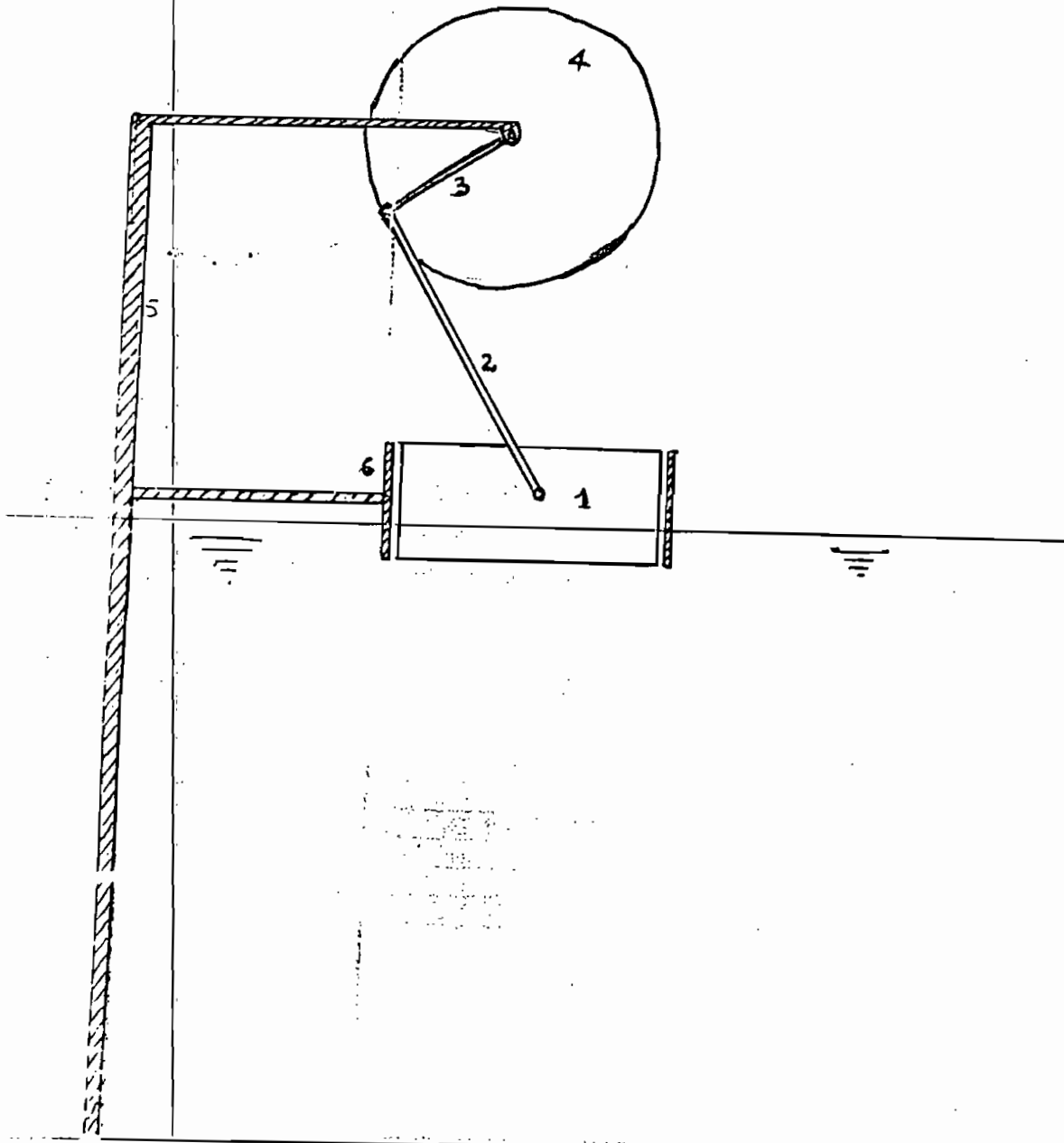
Solution 03: Système Manivelle - Coulisseau immergé



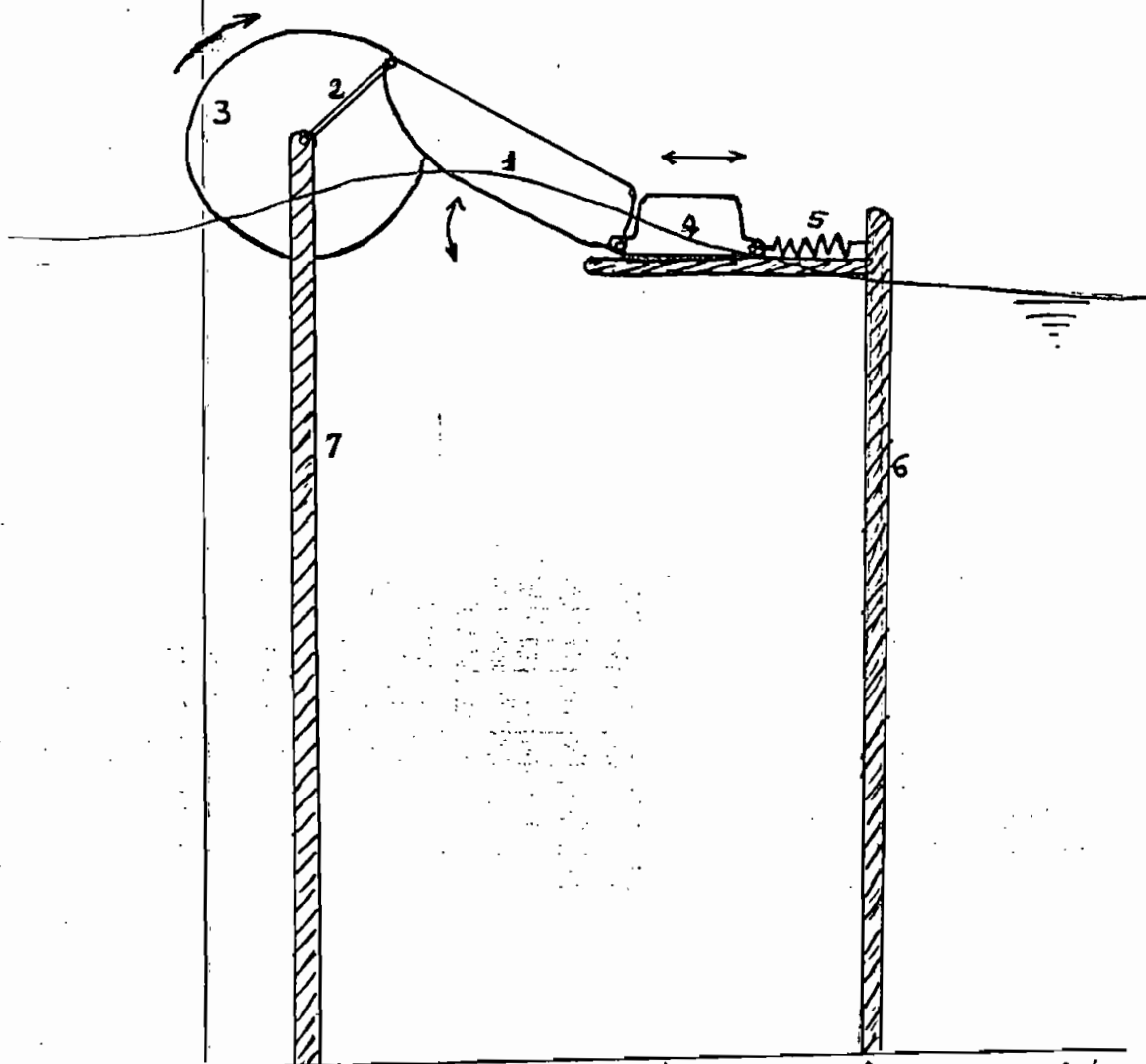
Solution 01: Mécanisme à double Roue - Crémaillère immergée



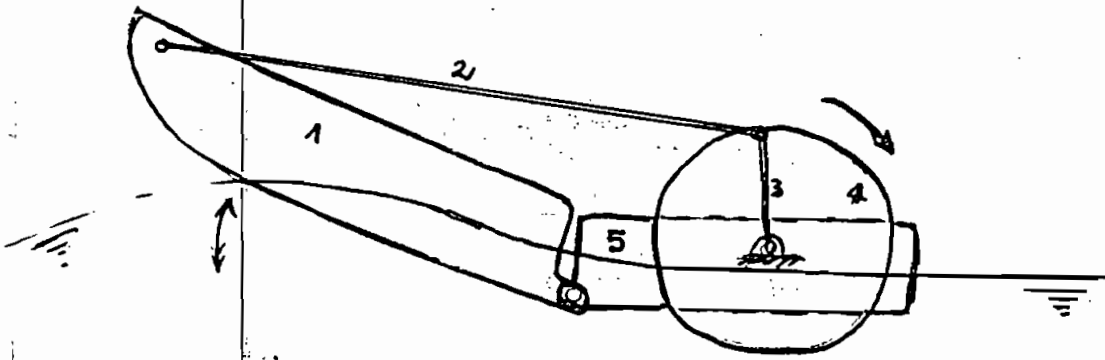
Solution 02 Mécanisme à double Roue-Crémaillère en caisson



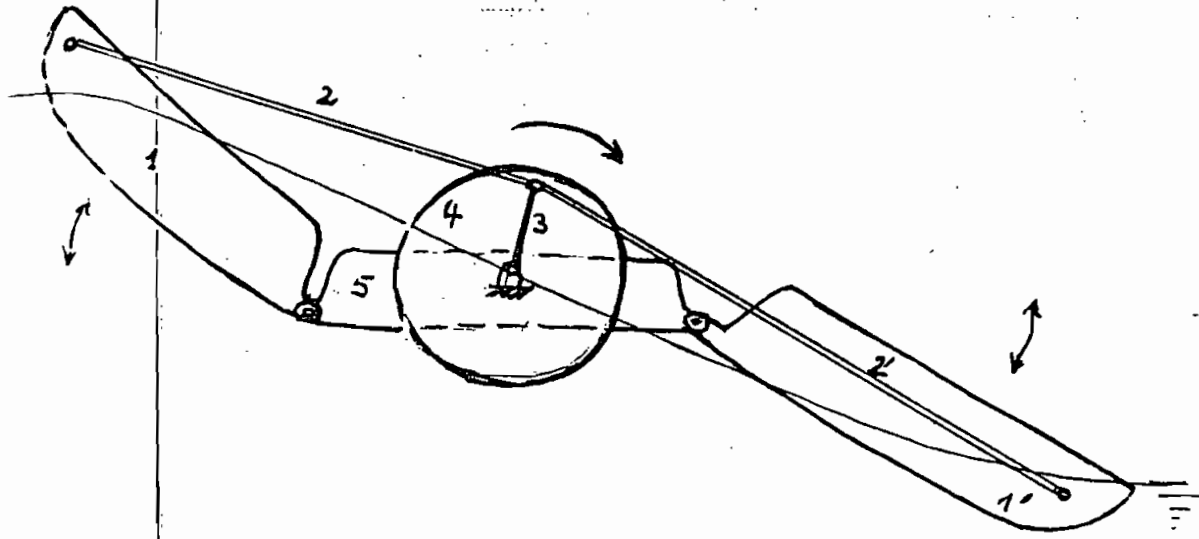
Solution 04: Système Manivelle - Coulisseau non immergé



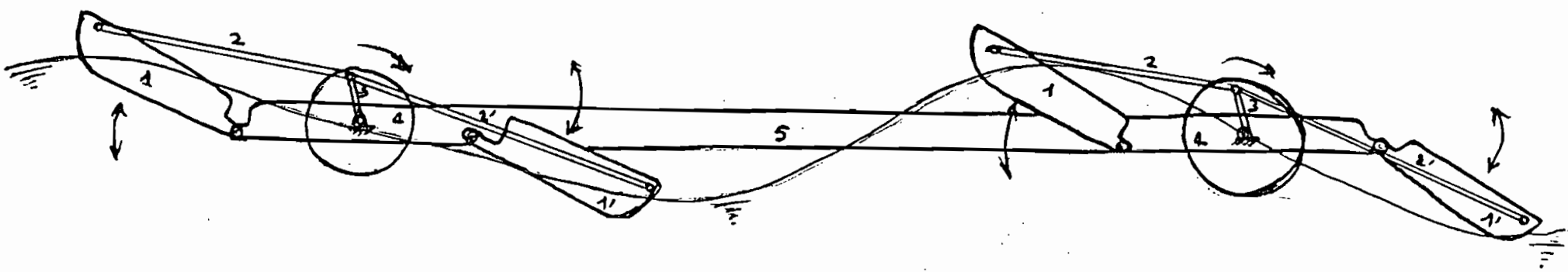
Solution 05: Mécanisme à radeau avec rappel élastique



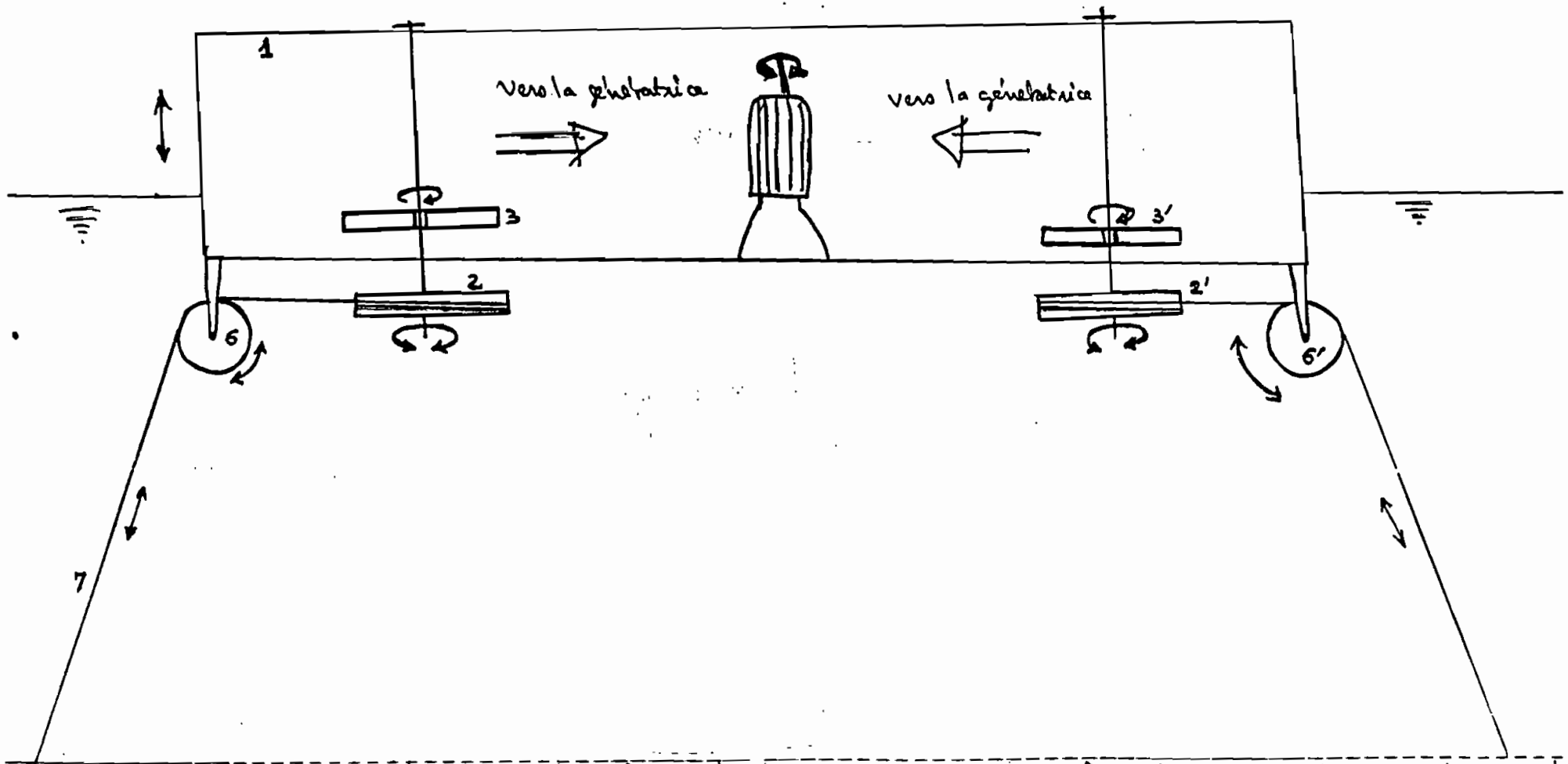
Solution 06 : Mécanisme à simple raideau oscillant



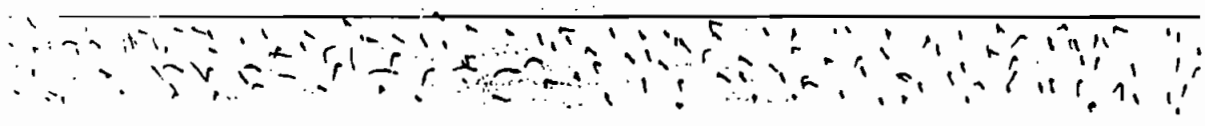
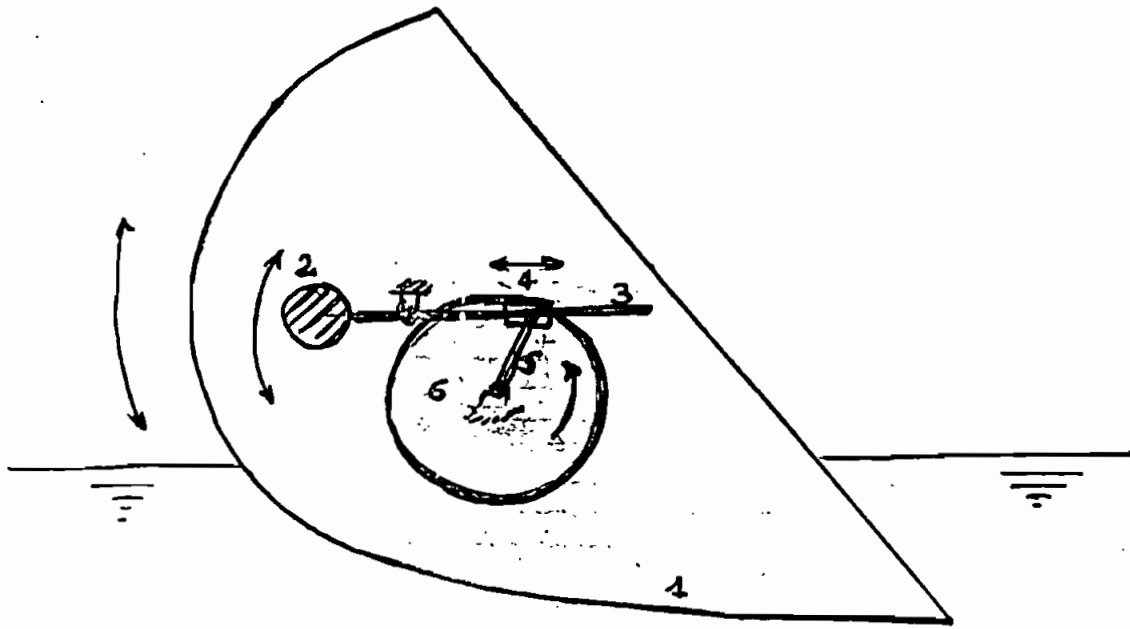
Solution 07. Mécanisme à double-rotule



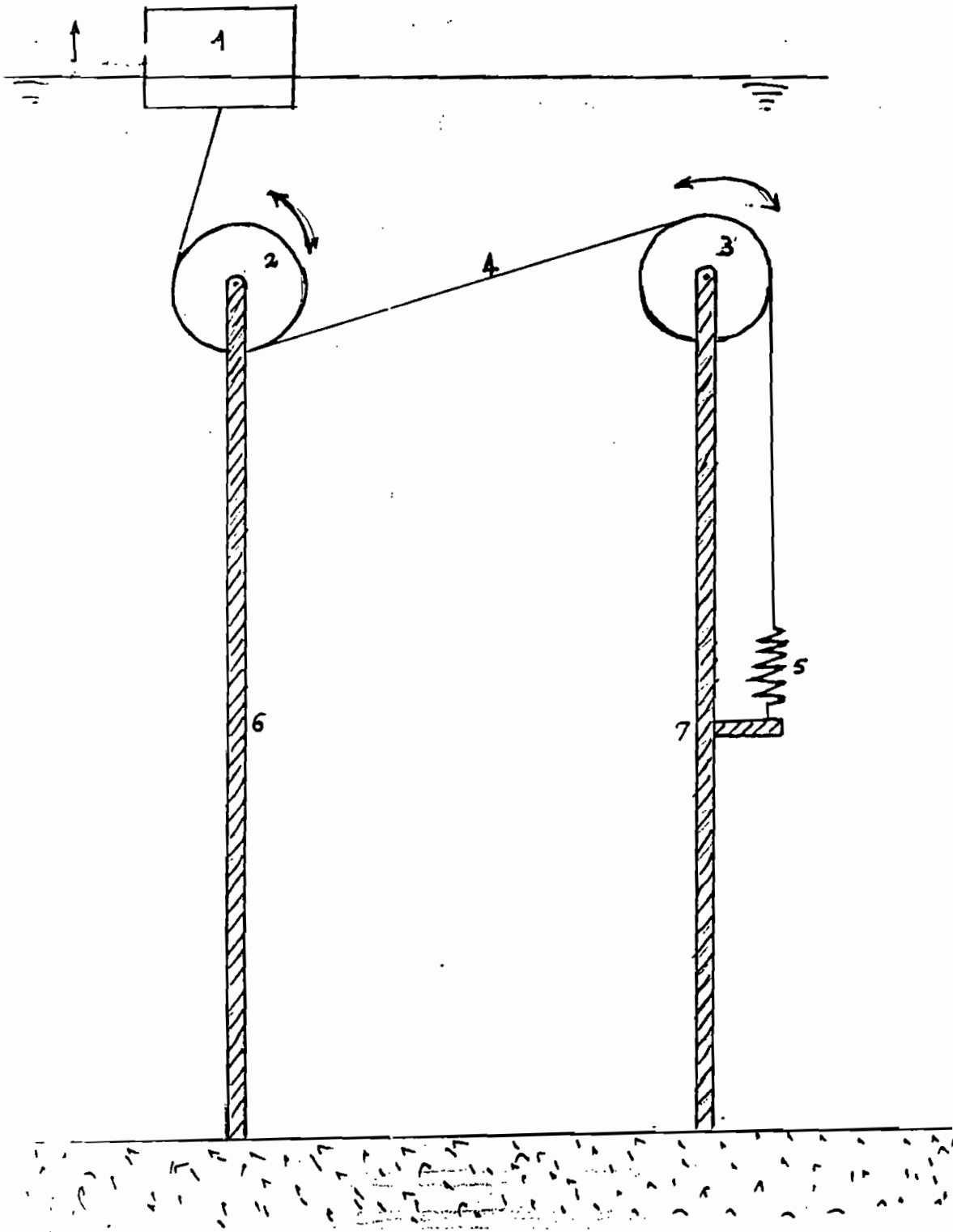
Solution 08: Mécanisme à multiple raideaux



Solution 09 : Le caisson à câbles enroulés

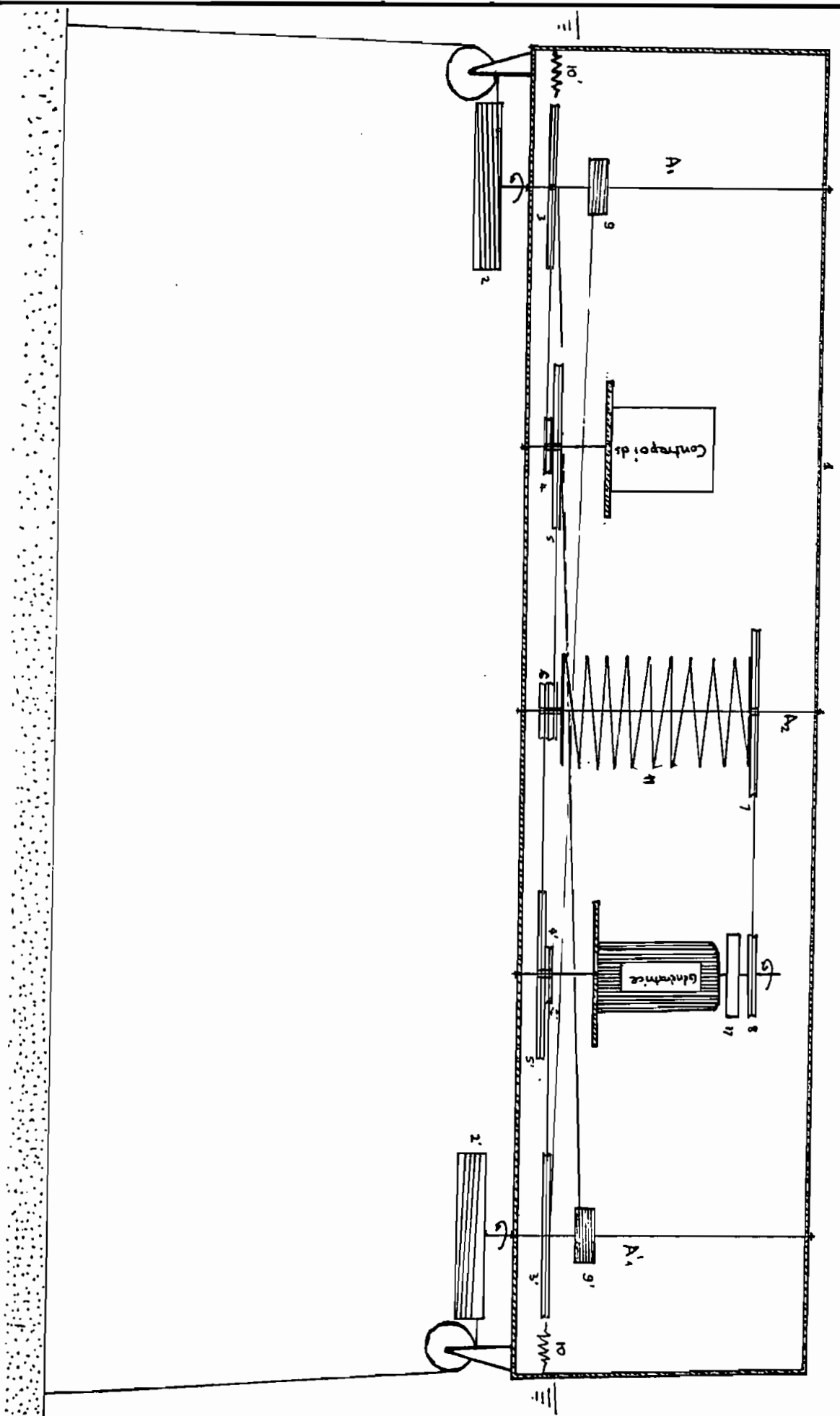


Solution 10 : Le petit canard



Solution 11: Le caisson à câble avec rappel

D-1



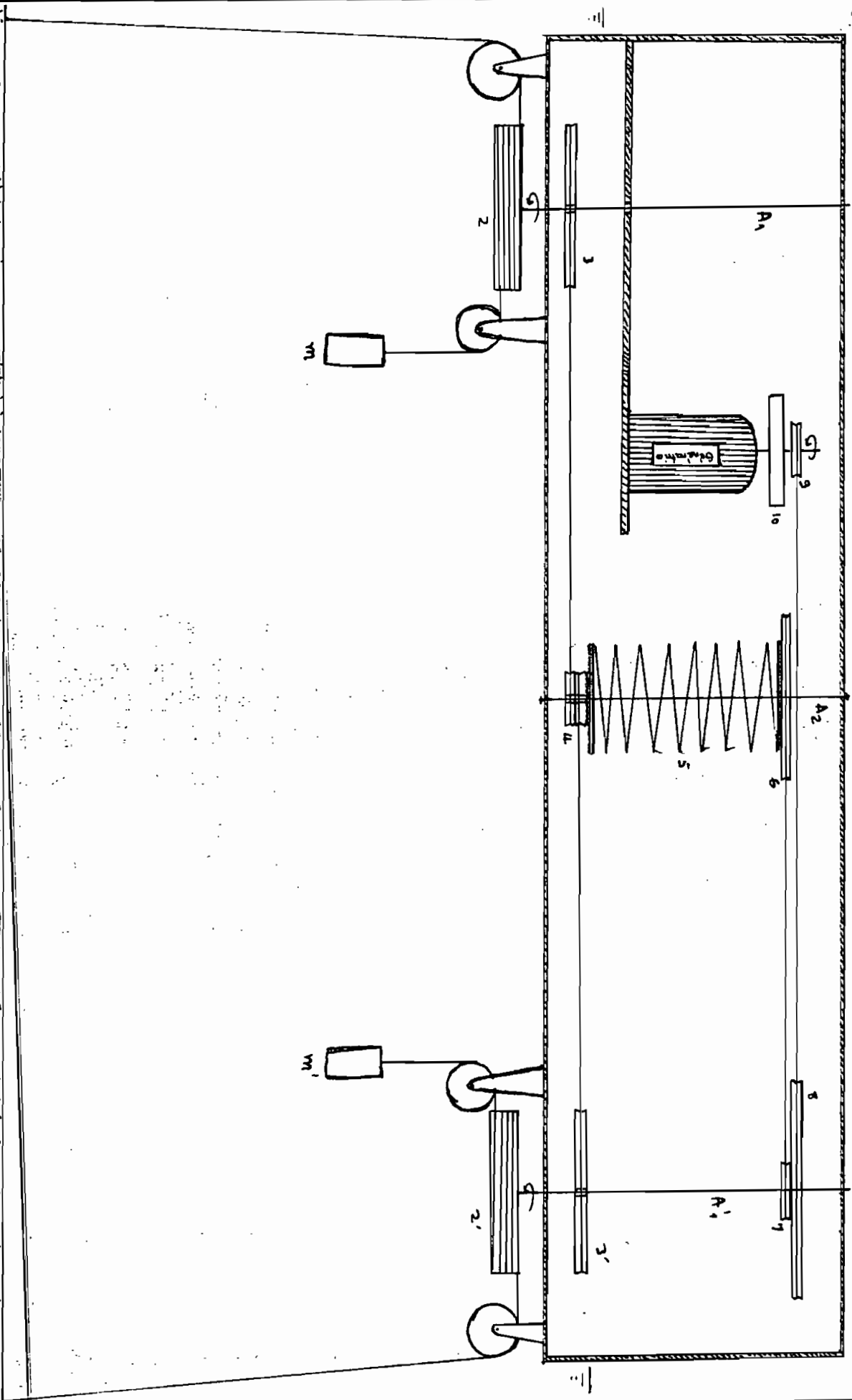
ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

HOLOGENERATRICE
PREMIERE VERSION

PROJET DE FIN D'ETUDE
C. ADJOVI, E-Ing.

Echelle :
Date : Juin 90

N° PFE - C. A. 01

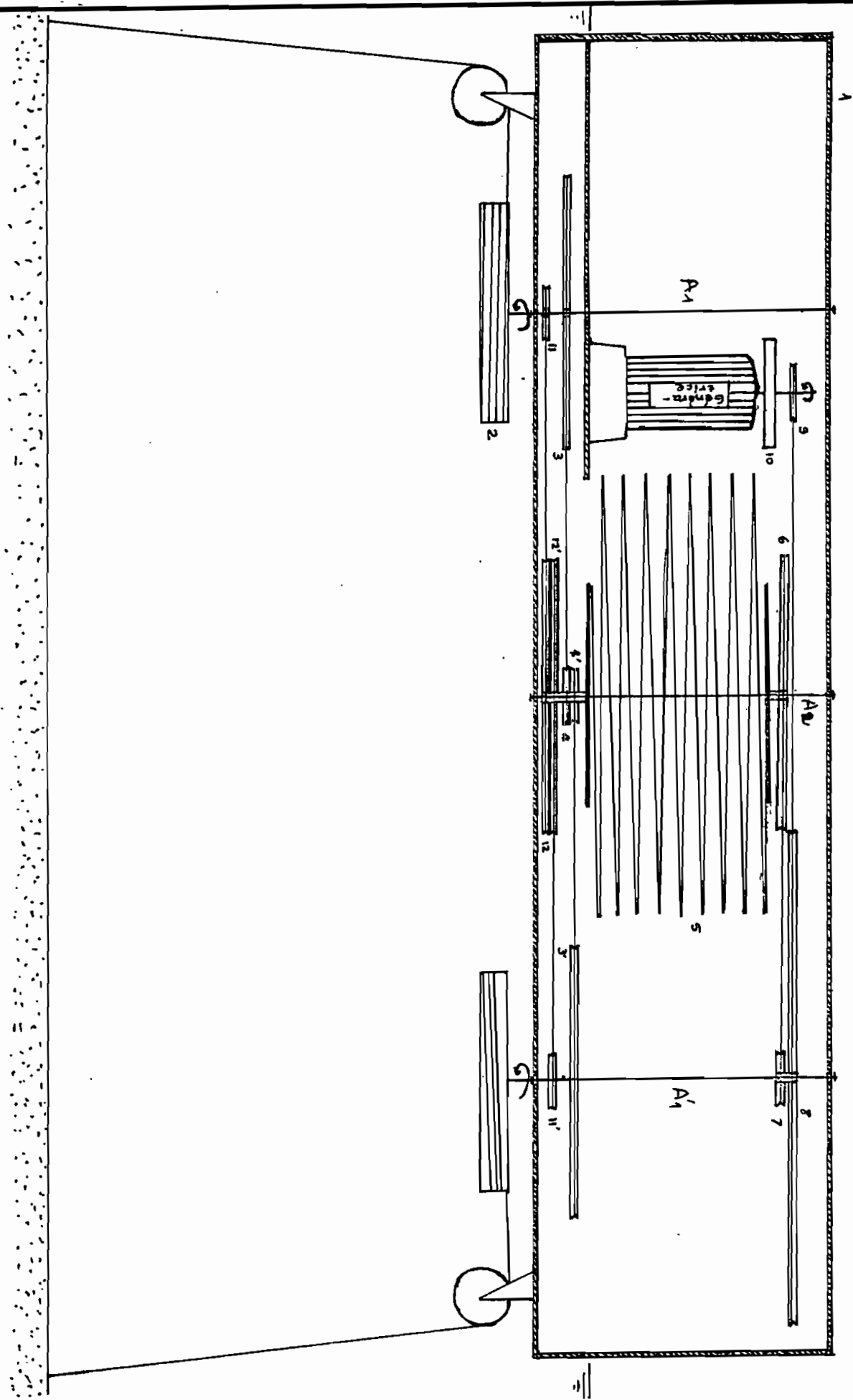


ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
 PROJET DE FIN D'ETUDES

HOULO GENERATRICE
 DEUXIEME VERSION

C. ADJOVI, E-Ing.

Echelle: N° PFE-CA 02
 Date: Juin 90



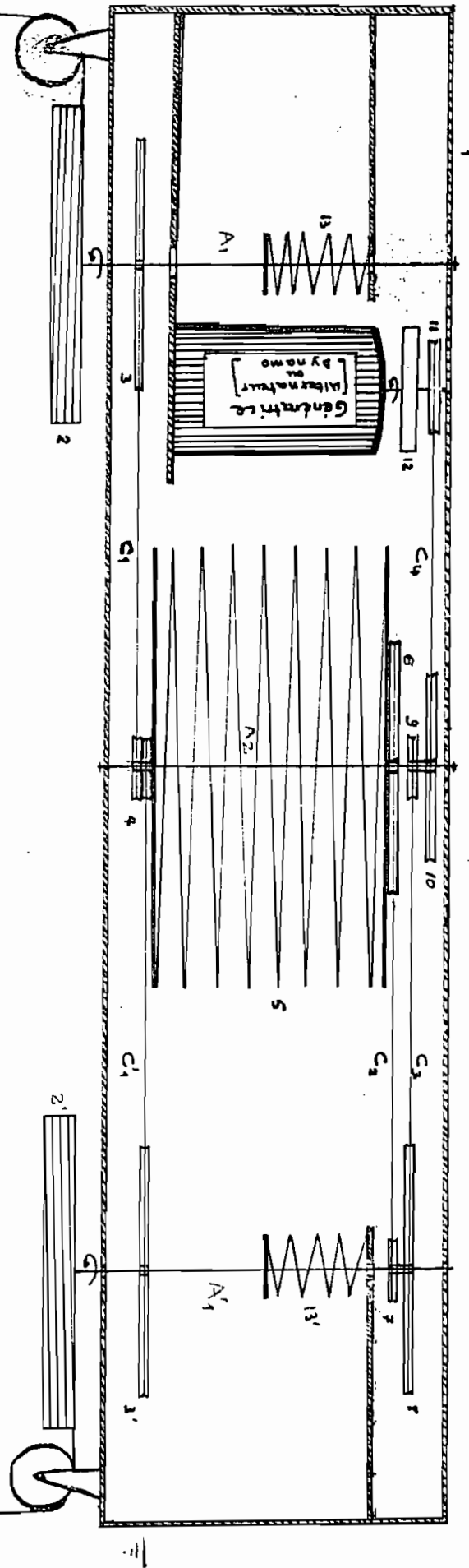
ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
 PROJET DE FIN D'ETUDES

HOULO GENERATRICE
 TROISIEME VERSION

C. ADJOVI , E-Ing.

Echelle :
 Date : Juin 90

N° PFE -CA-03



ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
 PROJET DE FIN D'ETUDES

HOULOGENERATRICE
 QUATRIEME VERSION

C. ADJOVI, E-Ing.

Echelle :
 Date : Juin 90 N° PFE-CA-04