

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

39/87

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

lex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT

Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Etude de la chaine
de transmission
d'un arrosoir rotatif

Proposé par :

P.M.A

Etudié par

f. Belblidia

Dirigé par

M. Bouaziz

3 PLANCHES

PROMOTION

Juin 87

Ministère de l'enseignement supérieur

Ecole nationale polytechnique

Département de mécanique

Promoteur: BOUAZIZ Mohamed

Elève ingénieur: BELBLIDIA. F

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع الهندسة الميكانيكية

الموجه: بو عزيز محمد

الطالب المهندس: بلبليدة فوزح

الموضوع: دراسة عناصر نقل الحركة لآلة الرش المحوري
الملخص: يهدف عملنا هذا إلى دراسة عناصر نقل الحركة
لآلة الرش المحوري المتكونة من محرك كهربائي (750 واط) و
مخفض للسرعة من 900 د/ثا إلى 0,9 د/ثا. وقد أتممت
الدراسة النظرية بوضع رسوم لمختلف مخفضات السرعة

Sujet: Etude des éléments de transmission de mouvement pour un arrosoir rotatif "PIVOT"
Résumé: L'objet de notre travail consiste à étudier les éléments de transmission de mouvement d'un arrosoir rotatif comportant: le moteur électrique (750 w) et réducteur de vitesse de 900tr/mn à 0,9 tr/mn. L'étude théorique a été complétée par l'établissement de planches de dessin représentant les différents réducteurs.

Subject: Study of the elements in the transmission of motion for a rotating irrigation system.
Abstract: The arm of our work consists in the study of elements in the transmission of motion for a rotating irrigation system of a group consisting of: an electrical engine (750w) and a speed reductor from 900rpm to 0.9 rpm. We have established the technical designs for each of these reductors.

REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes vifs remerciements à monsieur BOUAZIZ Mohamed qui a eu l'aimable sollicitation de me suivre dans ce travail, ainsi que tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Que tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce projet trouvent ici ma sincère gratitude.

Bouaziz

DEDICACES

A

mes parents
mon frère
mes soeurs
toute la famille
Settou Noureddine

Table de matières

Généralité	1
Introduction	2
Avantages d'une irrigation par pivot	3
Differents type d'arrosoirs	5
Differents type de structures	7
Choix du type d'arrosoir	11
Conduites et buses	13
Mode d'entrainement	15

Généralité

Les plus anciennes villes du monde ont vu leurs naissances à proximité des rivières et puits d'eau, car l'eau est un élément vital pour l'homme, sa culture et son bétail.

Dans les régions où l'eau manque, ou est en quantité insuffisante, l'homme soucieux de ne pas en gaspiller a dû rationaliser son utilisation et a développé des méthodes d'irrigation et de distribution (comme exemple la méthode de distribution d'eau assez complexe connue sous le nom de fougara), ainsi que des méthodes de pompage.

Ce soucis s'est développé avec les progrès techniques, a on a vu naître des systèmes d'irrigation de plus en plus comp dans le but d'économiser l'eau.

Dans les régions où l'eau manque, ou est en quantité insuffisante, l'homme soucieux de ne pas en gaspiller a dû rationaliser son utilisation et a développé des méthodes d'irrigation et de distribution (comme exemple la méthode de distribution d'eau assez complexe connue sous le nom de fougara), ainsi

Introduction

L'ancienne méthode d'irrigation (par sillons) faisait perdre une quantité appréciable d'eau, élément essentiel à la survie de l'homme. Aujourd'hui on ne tolère plus ce gaspillage vu les quantités énormes consommées par l'industrie moderne et les vastes terrains de culture irrigués.

L'homme a essayé de développer de nouvelles méthodes dans le domaine d'irrigation des terres dans le but de réduire les pertes en eau et augmenter le rendement de la culture.

Parmi ces méthodes on peut citer :

1. La méthode d'irrigation du goutte à goutte (méthode non utilisable pour l'irrigation du blé, orge...). Cette méthode consiste à placer des conduites percées au niveau des pieds des plantes (des arbres généralement), ce qui laisserait l'eau couler par gouttes.

2. La méthode du canon à eau (méthode coûteuse pour les terrains de grandes échelles vu le nombre de canons à utiliser et la nécessité d'employer des pompes). La méthode consiste à envoyer de l'eau sous pression sur un mécanisme en forme de T^e tournant par effet de la quantité de mouvement, ainsi l'eau irrigue des surfaces circulaires (environ 10m de diamètre, la portée dépend de la pression utilisée)

Il suffit alors de déplacer les canons pour irriguer le reste du terrain. Cependant cette méthode ne peut être utilisée que pour des terrains de ~~petites~~ superficies.

3. La méthode "Pivot" (objectif de notre projet)

Cette méthode n'est utilisée que pour l'irrigation de terrains de grandes échelles. Elle consiste à faire tourner (ou aller et venir) une conduite d'eau percée et motorisée sur le terrain pendant une durée déterminée selon le type de culture.

Présentation du sujet

Le projet a pour but l'étude du système d'arrosage automatique. Le travail peut être subdivisé en 3 parties.

1^{er} partie (faite par M^{rs} BELBLIDIA. f et SETTOU. N) décrit les différents arrosoirs, les différentes structures possibles selon la région et le terrain, le mode d'entraîne^{ment} de l'arrosoir choisit.

2^{ème} partie (faite par M^r SETTOU. N et dirigé par M^r TAZI. M) a pour objectif l'étude de la structure portante de la conduite par la méthode des éléments finis.

3^{ème} partie (faite par M^r BELBLIDIA. f et dirigé par M^r BOUAZIZ. M) a pour objectif l'étude de la chaîne de transmission de mouvement du moteur électrique à la roue.

Avantages d'une irrigation par pivot

On que l'irrigation traditionnelle (par sillons) présente des inconvénients tels que : mauvaise distribution de l'eau sur le terrain (la quantité d'eau à utiliser n'est pas connue avec précision), utilisation d'un nombre important de mains d'œuvres, le gaspillage de l'eau, la non rentabilité, etc ...

Le système pivot étudié remédie à ces inconvénients par :

1. Une précision : le système automatique permet une application d'eau plus régulière sur toute la superficie du champ, en plus la pluviométrie est réglable selon le type de culture.
2. Programmation : le système permet d'irriguer au moment opportun et ainsi les plantes auront la quantité d'eau nécessaire.
3. Irrigation sur terrain accidenté : le pivot s'adapte aux déclivités où des travaux de terrassement seront inutiles.

4. Utilisation des engrais : les engrais seront mélangés à l'eau puis répandus par arroseur, d'où une économie de temps et d'argent et une grande précision d'application, et une efficacité remarquable.
5. Rapidité de montage, démontage et remorquage : Une fois monté sur le terrain, il peut être remorquer à volonté d'un endroit à un autre.
6. Economie d'eau : la quantité d'eau nécessaire à chaque type de culture est distribuée avec exactitude ce qui évite le gaspillage.
Chaque plante reçoit la même quantité d'eau à des intervalles de temps réguliers, alors que par inondation, l'eau nécessaire fait défaut par endroit.
7. Economie en main d'œuvre : un ouvrier qualifié suffit pour surveiller une dizaine de pivots (mise en marche et arrêt).

Différents types d'arrosoirs

Système rotatif : On distingue

1. Pivot simple : il se déplace en décrivant un cercle de centre fixe. Les conduites sont soutenues par la structure qui est montée sur des roues motrices. La longueur du système peut varier entre 60m à 1 Km environ, il présente alors une jonction de module de 60m chacune (fig. 1)

2. Pivot pour l'irrigation de terrain de forme quelconque :

Le pivot simple est muni d'un bras spécial qui se déploie et se replie au fur et à mesure que le système avance, ainsi il est possible d'irriguer des terrains de formes quelconques.

Un système électronique (signal radio émis par câble enterré) actionne le mécanisme qui contrôle les mouvements du bras (fig. 2)

3. Pivot remorquable :

la fixation des roues permet de les orienter manuellement dans l'axe de la conduite, le point fixe peut être facilement démontable ce qui permet le remorquage du pivot vers d'autres terrains (fig. 3)

4. Pivot à deux sens de rotation :

Si un obstacle (route, maison, ...) se trouve sur la surface balayée par le pivot, des commutateurs d'inversion de marche automatiquement le sens de déplacement à l'emplacement de cet obstacle, le système fonctionne alors comme essui glace (fig. 4)

Système linéaire :

Le système se déplace le long d'un champ, un dispositif de guidage doit alors assurer l'alignement. Son alimentation en eau peut se faire à partir d'un canal longeant le champ, ou par conduite flexible sous pression. Le système est efficace pour les champs rectangulaires pouvant atteindre une longueur

considérable, en plus il peut être remorquer d'un champ à l'autre (fig. 5)

Différents types de structures

On distingue :

1. Structure à travée longue :

C'est un système économique vu qu'on augmente considérablement la distance entre deux tours jusqu'à 80 m d'où l'économie en production et d'entretien. La structure est bombée dans ce but. Elle est utilisée pour des faibles dénivellations de terrain.

2. Structure à travée standard :

Le système est à la fois robuste et souple.

Il permet d'irriguer des terrains accidentés (déclivité importante), il suffit alors de réduire la distance entre deux tours.

3. Structure pour champs de taille moyenne ou petite :

C'est une structure simplifiée (non bombée) avec un diamètre de conduite plus petit et de

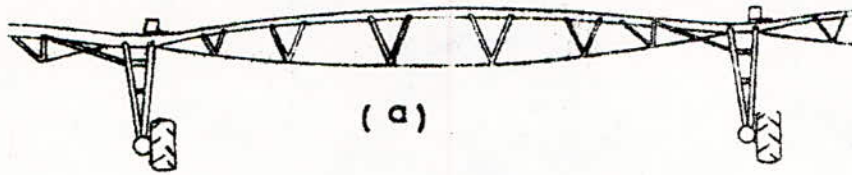
longueur totale ne dépassant pas 400 m, donc le système est moins coûteux pouvant être utilisé sur des terrains de taille moyenne ou petite (inférieur à 50 ha).

4. Structure à profilé bas :

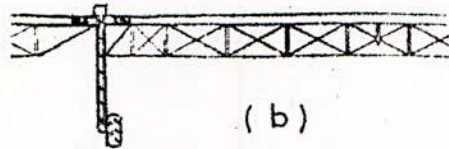
Dans les régions exposées au vent, on préfère surbaisser la hauteur de la conduite d'environ 1,80 m, de façon à réduire les effets du vent et les pertes d'eau, ce qui le rend facile à installer ou à réparer.

5. Structure pour système linéaire :

Comme pour le système rotatif, on retrouve les mêmes caractéristiques pour le système linéaire.



(a)



(b)

FIG 1

→ Pivots simple —

a. à travée longue

b. pour champ de taille moyenne

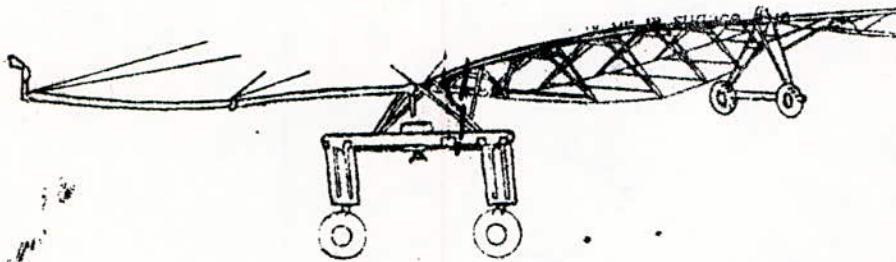
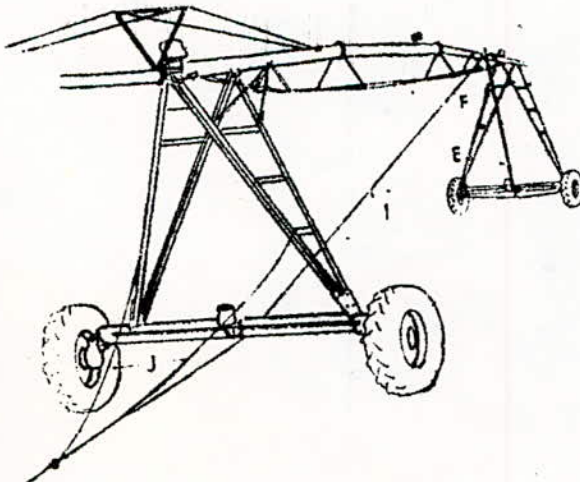


FIG 2

— Pivots pour terrain de forme quelconque —

(On remarque le canon à eau au bout de la conduite)

FIG 3



— Pivots remorquables —

(Les roues sont orientables pour permettre cette opération)

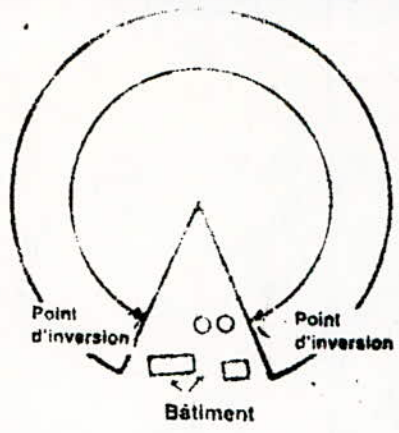
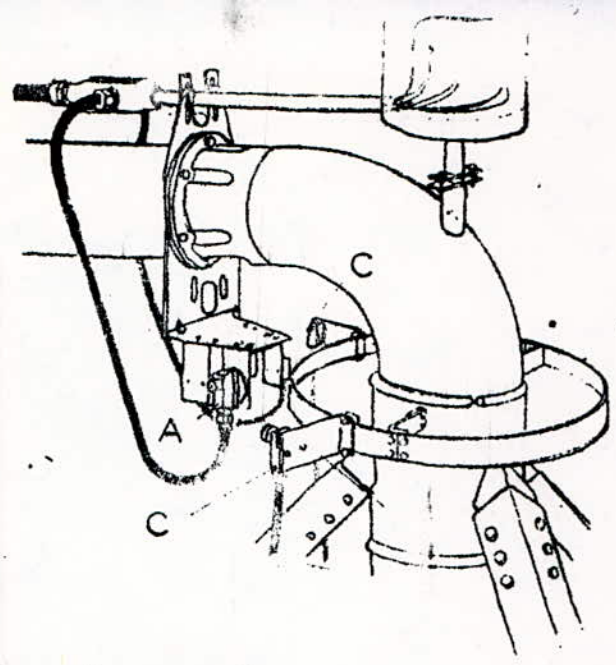


FIG 4



— Pivot à deux sens de marche —

(Le commutateur A et les inverseurs coulissants C inversent le sens de marche du moteur électrique par contact.)

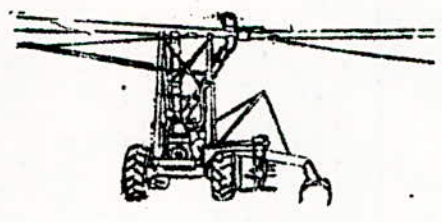


FIG 5

— Système linéaire —

(On remarquera l'orientation des roues par rapport à la structure)

Choix du type d'arrosoir

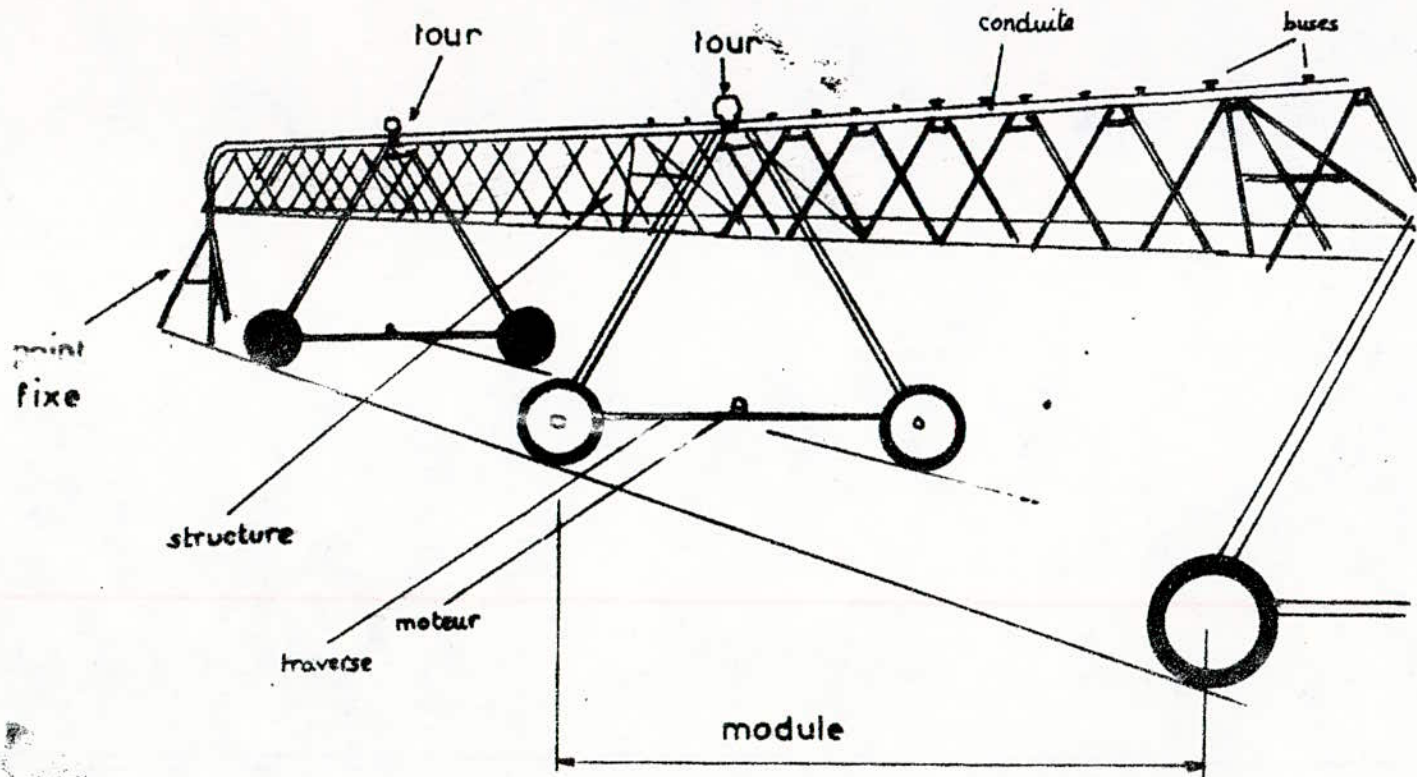
Chaque système précédemment présenté répond aux besoins particuliers du champ à irriguer. Le choix du type d'arrosoir dépend des paramètres tels que : la nature et l'état du sol, les ressources en eau, le type de culture et de la dérive du vent. Une étude économique décidera alors du choix du type de pivot le plus rentable.

Les arrosoirs sont généralement utilisés dans les régions où la pluviométrie n'est pas suffisante pour une culture à grande échelle, c'est le cas du sud du pays.

Vu que la région est exposée au vent, on limitera la longueur de l'arrosoir ainsi que sa hauteur.

Dans le cas de l'étude proposée, on choisit le système rotatif "PIVOT" d'une longueur totale de 175 m permettant d'irriguer ainsi une superficie de 10 ha. Il se compose de 3 modules

de 55 m de long formés de 5 tubes de 10 m chacun. Avec les trois modules seulement (165 m de long) il nous ait possible d'irriguer 8,6 ha, Dans le but d'augmenter la superficie, on raccorde à la dernière tour une conduite de section décroissante appelé " bras " formée de 4 tubes de 2,5 m chacun reliés par des cables à la tour, ainsi la superficie irriguée devient 9,6 ha. Pour finir on ajoute à l'extrémité du bras un canon qui projettera l'eau avec un angle de 45° avec l'horizontale pour avoir une portée de 5 m d'environ, ainsi la superficie irriguée sera de 10 ha. On réalise par ce " bricolage " une augmentation de 20% en surface



— PIVOT SIMPLE —

Conduites et buses

La conduite est formée de tubes de 10m de long avec un diamètre de 200mm et une épaisseur de 3mm, les tubes se fixent entre eux par bridage et sont soutenus par la structure. Pour éviter la rouille et l'attaque du mélange eau-engrais, on utilise des tubes galvanisés (galvanisation à chaud par immersion) néanmoins une peinture spéciale peut remplacer ce procédé coûteux mais efficace.

À un intervalle régulier de 2m, on prévoit sur la conduite des orifices (buses d'arrosage).

On place dans ces buses des pastilles qui permettent de réduire la dérive par le vent et l'évaporation. Une variété de différentes pastilles permet de réaliser plusieurs types d'application d'eau selon le taux d'infiltration du sol.

Pour augmenter la bande d'arrosage et l'économie d'énergie, on peut prévoir des conduites de faibles diamètres appelées coudes (fig. 6)

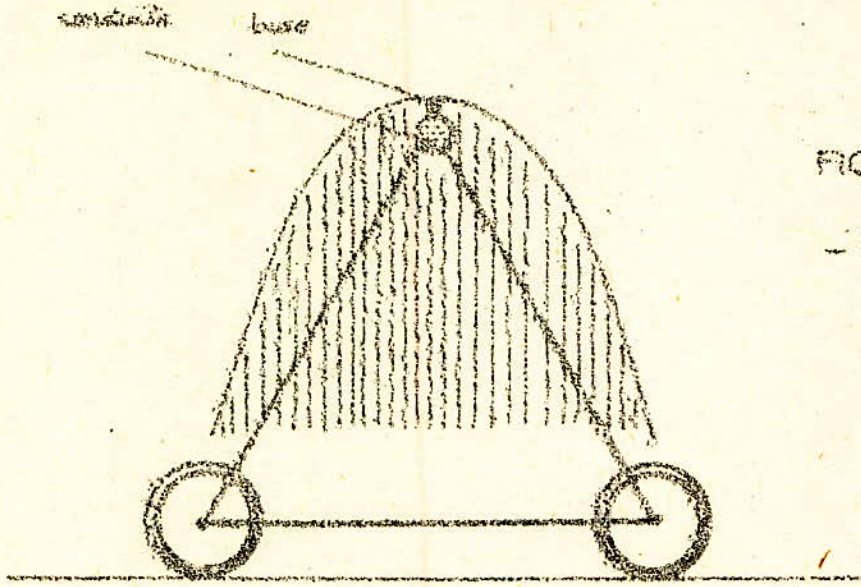


FIG 6 a

— Buses —

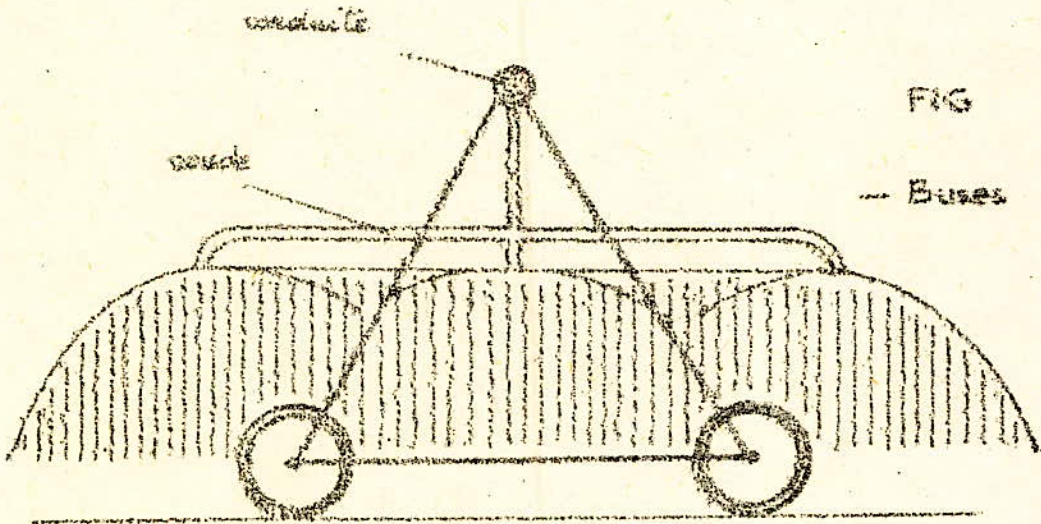


FIG 6 b

— Buses Coudes —

(Les coudes permettent d'augmenter l'étendu du terrain irriguer avec des faibles pressions)

Mode d'entraînement

Pour l'entraînement en rotation du pivot, on choisira un moteur électrique fixé à chaque tour pour transmettre la puissance aux deux roues motrices de chaque module.

Le choix a été porté sur le moteur d'entraînement par énergie électrique pour les commodités suivantes : c'est une énergie propre, moteur de construction simple et entretien facile et moins coûteux que tout autre genre de moteur tout en évitant le problème du démarrage.

Il peut être placé en bas de chaque tour (encombrement réduit).

La réduction de vitesse se fait à la sortie de l'arbre moteur puis au niveau de chaque roue, l'énergie électrique nécessaire peut provenir du réseau (s'il y a lieu) ou d'un groupe électrogène, chaque moteur est conçu pour entraîner un seul module.

La liaison entre deux modules se fait par rotule et joint flexible (possibilité de mouvements relatifs entre deux modules consécutifs).

Il est difficile de synchroniser mécaniquement les vitesses de sorties de chaque roue de chaque réducteur.

On prévoit alors les mêmes réducteurs et moteurs, mais on agit sur le temps de fonctionnement des moteurs différemment, d'où économie dans la construction.

- Justification du choix de ce type de réduction

Supposons un pivot à deux modules dont les distances de leurs tours au centre sont respectivement r_1 et r_2 ($r_2 = 2r_1$).

On prévoit :

1. le même moteur à chaque tour, mais des réducteurs différents (marche continue des moteurs)

V_{1e} , V_{2e} : vitesses d'entrée aux réducteurs

$$i_1 = \frac{V_1}{V_{1e}}, \quad i_2 = \frac{V_2}{V_{2e}}$$

$$\text{or } V_2 = 2V_1$$

d'où $i_2 = 2 i_1$: condition à satisfaire avec exactitude.

Si la construction des réducteurs donnerait une erreur de 1% sur le rapport des transmissions par exemple, ainsi le retard de parcours de la deuxième tour serait :

après 1 tour du 1^{er} module $\rightarrow 0,01 \cdot 2\pi r_1$

après n tours $\rightarrow n \cdot 0,01 \cdot 2\pi r_1$

Le retard peut causer la destruction du système après un certain nombre de tours (on dépassera alors les limites de capacité du mécanisme rotule et joint flexible).

2. - Le même moteur et même réducteur
(marche discontinue des moteurs)

$$V_2 = V_1$$

t_1, t_2 : temps de marche de chaque moteur pendant un tour.

$$V_2 = \frac{2\pi r_2}{t_2}$$

$$V_1 = \frac{2\pi r_1}{t_1}$$

$$\Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{r_2}{t_2} \cdot \frac{t_1}{r_1} = 1$$

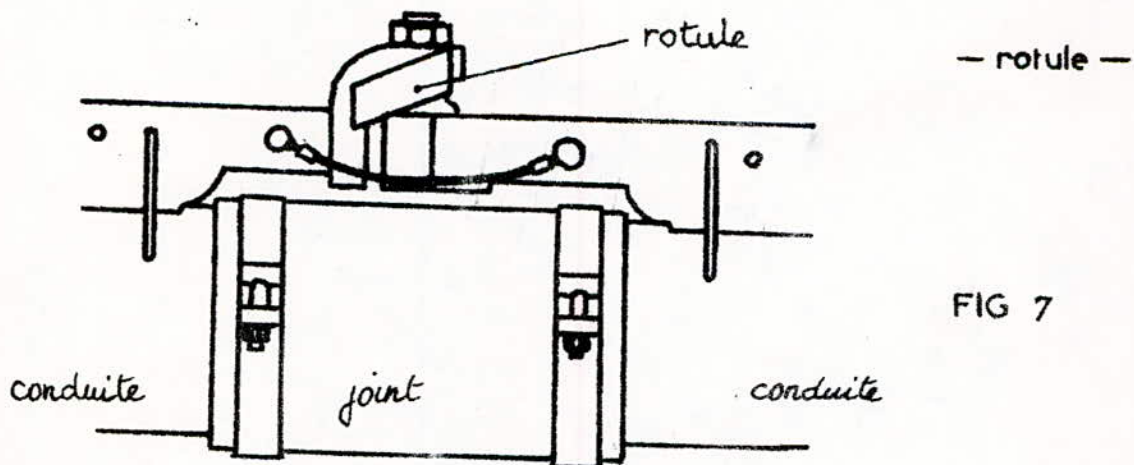
$$\Rightarrow \frac{t_2}{t_1} = \frac{r_2}{r_1} = 2$$

$$t_2 = 2t_1$$

On remarque alors que le temps de fonctionnement de chaque moteur est proportionnel à sa position du centre du pivot.

Remarque:

C'est la rotation d'un module par rapport à la tour qui le précède qui enclenche ou déclenche le moteur électrique de cette tour lorsque le mouvement relatif forme un certain angle entre les deux modules (fig.7)



La rotule permettant le mouvement relatif entre deux modules successifs.

Centre du pivot

Le centre du pivot (point fixe) est formé d'un quadri-pied de barres en L qui maintient la conduite d'arrivée. Il est boulonné à une fondation de béton. Il faut assurer la liaison entre la conduite fixe et la conduite mobile (en rotation) par emboîtement, et la liaison entre le câble électrique fixe et mobile est assurée par balais. Le centre doit être démontable (fixation par boulons) pour assurer le remanagement (fig. 8)

Réglage de la période de rotation :

Suivant le type de culture, on peut régler à volonté la période de rotation du pivot.

Il suffit alors d'agir sur le moteur électrique de la dernière tour par réglage du temps de fonctionnement de celui-ci.

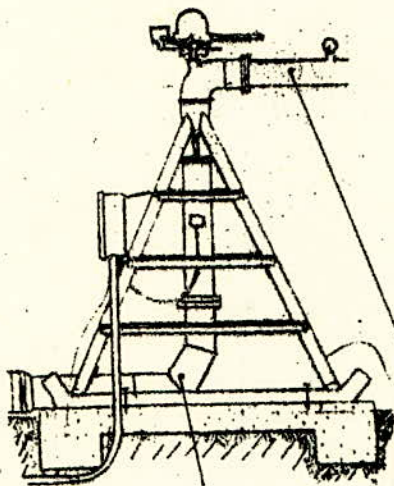


FIG 8

- Centre du pivot -

(Le point fixe)

conduite d'arrivée
(fixe)

conduite pivotante

Table de matières

I	Introduction	1
II	Calcul de la puissance du moteur	2
III	Calcul des réducteurs	9
	111 Calcul du 1 ^{er} réducteur	11
	112 Calcul du 2 ^{eme} reducteur	15
	2 Détermination des efforts sur l'engrenage	19
IV	Calcul d'arbres	21
V	Calcul de roulements	30
VI	Etude des liaisons	33
VII	Etude des accouplements	37
VIII	Fixation de la roue	39
IX	Orientation des roues	40
X	Conclusion	42

Chapitre I

Introduction

Dans cette partie, on s'intéresse à l'élaboration de la chaîne de transmission de mouvement d'un rasoir rotatif appelé "Pivot". On fera l'étude constructive des réducteurs de vitesses, d'arbres de transmission, les éléments d'accouplements ainsi que les liaisons entre les différents éléments de la chaîne. Des planches de dessin ont été établies pour les réducteurs.

Chapitre : II

Calcul de la puissance du moteur

Puisqu'on a opté de choisir les mêmes réducteurs pour la rotation des modules (même vitesse de rotation des roues), on choisira par conséquent les mêmes moteurs d'entraînement.

La puissance du moteur sera déterminée en tenant compte du poids du module et de l'effet du vent sur la structure, nous nous placerons alors dans le cas le plus défavorable (le vent s'oppose au mouvement).

1.1 Calcul du poids et de l'effet du vent.

La structure est en acier de masse volumique $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$
 Pour le calcul du poids d'un module, il suffit alors de connaître le volume des éléments qui le constituent.

Pour calculer la résistance T du vent, on définit la pression dynamique par :

$$q = \rho_{\text{air}} \frac{V^2}{2g} \quad \rho_{\text{air}} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

alors l'action T du vent aura pour expression :

$$T = C_t q S_p \quad \text{où} \quad C_t: \text{Coefficient de forme}$$

S_p : section pleine de la structure

Soit $\varphi = \frac{S_p}{S_t}$ avec S_t : section totale, les vides étant obturés.

barre		tube	
φ	C_e	d/\bar{h}	C_e
entre 0 et 0,25	$2 - 1,6\varphi$	moins de 0,5	0,75
0,25 ; 0,90	1,6	entre 0,5 à 1,5	$0,85 - 0,2d\sqrt{q}$
0,90 ; 1	$C_{e1}^* - (10(C_{e1}^* - 1,6))(1 - \varphi)$	plus de 1,5	0,55

(* C_{e1} pour panneau plein)

Pour le calcul de l'action du vent, on ne tient compte que des éléments qui lui font face.

On peut énumérer

élément	dimension	épaisseur	longueur	nbre total	nbre faisant face au vent
tube L_1	5×5	3	1,20	21	14
barre L_2	8×8	5	2,30	2	2
traverse	$\phi 100$	5	2,30	1	-
conduite	$\phi 200$	3	55	1	1

a. Calcul du poids :

$$\text{barre } L_1 \quad 21 (1,20 \times (5+5) \times 3) \times 7,8 \cdot 10^{-3} = 5,9 \text{ Kg}$$

$$\text{barre } L_2 \quad 2 (2,30 (8+8) \times 5) \times 7,8 \cdot 10^{-3} = 2,9 \text{ Kg}$$

$$\text{traverse} \quad 1 (2,30 (5) \times \pi \cdot 100) \times 7,8 \cdot 10^{-3} = 28 \text{ Kg}$$

$$\text{conduite + moteur, réducteur} \quad 1 (55 \times 3 \times \pi \cdot 200) \times 7,8 \cdot 10^{-3} + (35) = 845 \text{ Kg}$$

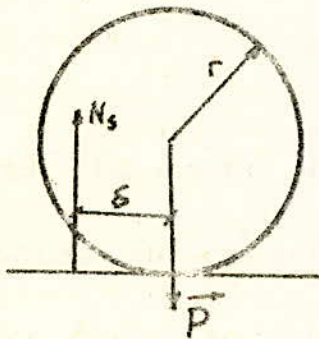
$$\text{l'eau} \quad 55 \times \pi/4 \times (200)^2 \times 10^{-3} = 1730 \text{ Kg}$$

$$= 2600 \text{ Kg}$$

Ainsi le poids d'un module est de l'ordre de 26 kN. Ce poids est réparti sur les deux roues de la tour et puisque toutes les deux sont motrices recevant chacune la moitié de la puissance du moteur, on peut faire l'analogie (pour simplifier) à une seule roue recevant toute la puissance du moteur afin de déterminer celle-ci.

Si on ne tient compte que du poids de la structure sans se préoccuper du vent, le couple résistant sera:

sur une roue.



Le couple résistant au roulement:

$C_r = S N_s$; S distance entre
La réaction N_s et le poids P

$N_s = P$ et $S = r \cdot f_r$; f_r coef de roulement

alors $C_r = r \cdot f_r \cdot P$

r : rayon de la roue

Le coefficient de roulement f_r est fonction de la nature du contact roue-sol, pour une roue pneumatique avec partie saillantes (exemple roue de tracteur), le coefficient f_r sera :

	beton	Prairie	Sable	terre humide
f_r (%)	1,5	5	90	35

Vo : qu'il n'existe pas de résultats expérimentaux sur ce coefficient, on prendra dans le cas d'une terre humide sableuse (sable dor) une valeur proche de celle de la terre humide, soit alors $f_r = 45\%$.

Pour une roue de 40 cm de rayon (roue de tracteur), le couple résistant au roulement sera :

$$C_r = r \cdot f_r \cdot P = 0,4 \times 0,45 \times 26000$$

$$C_r = 4680 \text{ N.m.}$$

En tenant compte du dernier moteur, la vitesse linéaire de la roue par rapport au point fixe, pour un temps de fonctionnement de 8h / jour on a :

$$V = \frac{2\pi l}{3600 \cdot t} \quad l = 165 \text{ m}$$

$$V = 0,036 \text{ m/s}$$

Sa vitesse angulaire sera alors :

$$\omega_r = \frac{V}{r}$$

$$\omega_r = 0,09 \text{ rd/s}$$

La vitesse de rotation de la roue

$$n_r = \frac{60 \omega_r}{2\pi}$$

$$n_r = 0,9 \text{ tr/mn}$$

Ainsi chaque roue du pivot tourne à 0,9 tr/mn

La puissance au niveau de la roue sera :

$$P = \omega_r \cdot C_r$$

$$P = 421 \text{ w.}$$

b. Calcul de l'effet du vent.

On peut atténuer l'effet du vent en entourant le champ par des brises vent (palmiers par exemple)

Pour un vent soufflant à 20 nœuds (10,3 m/s) en moyenne

$$q = \rho_{\text{air}} \frac{v^2}{2g}$$

$$q = 65 \text{ N/m}^2$$

Calcul de S_p

1. Pour les barres

$$\text{barre } L_1 \quad 14(5 \times 1,20) \quad = 0,84 \text{ m}^2$$

$$\text{barre } L_2 \quad 2(8 \times 2,30) \quad = 0,368 \text{ m}^2$$

$$\text{moteur - réducteur} \quad = 0,04 \text{ m}^2$$

$$S_p = 1,25 \text{ m}^2$$

$$S_t = 55 \times 1,2 = 66 \text{ m}^2 \quad \text{alors } \varphi = \frac{S_p}{S_t} = 0,02$$

alors $C_t = 2$, ce qui donne l'effet du vent:

$$T_{\text{barre}} = C_t \cdot q \cdot S_p$$

$$T_b = 16,25 \text{ daN}$$

2. Pour la conduite

$$d = 200 \text{ mm}, \quad d\sqrt{q} = 0,5 \quad \text{alors } C_t = 0,75$$

$$\text{d'ou } T_c = C_t \cdot q \cdot S_p$$

$$T_c = 53,625 \text{ daN}$$

Alors l'effet du vent sur la structure est

$$T = T_b + T_c$$

$$T = 700 \text{ N}$$

Ainsi le couple nécessaire pour vaincre l'effet du vent

$$C_v = T \cdot r$$

$$C_v = 280 \text{ N.m}$$

Ce qui donne une puissance supplémentaire de

$$P_v = \omega_r \cdot C_v$$

$$P_v = 25 \text{ W}$$

La puissance totale sur les deux roues

$$P_{\text{Er}} = P + P_v = 421 + 25$$

$$P_{\text{Er}} = 446 \text{ W}$$

On remarquera que l'effet du vent est faible par rapport à celui dû aux frottements

Pour déterminer la puissance nécessaire du moteur, il faut connaître le rendement global de la transmission. Nous savons au départ qu'on va utiliser des réducteurs à vis sans fin (2 réducteurs, ou même trois), or le rendement de ce type de réducteur est faible ($\eta_r = 70 - 80\%$), on peut estimer le rendement global de transmission à $\eta_g = \eta_r \cdot \eta_r$ (2 réducteurs) $\eta_g = 60\%$

Ce qui donne une puissance au niveau du moteur à :

$$P_m = \frac{P_{\text{Er}}}{\eta_g} = \frac{446}{0,6} = 744 \text{ W}$$

Soit alors la puissance du moteur est de 750 W (1 ch).

Nous choisissons à cet effet, un moteur électrique asynchrone triphasé (consut au complexe MEI d'Azazga) de caractéristiques :

Désignation de carcasse 90 S

Poids net 12,2 Kg.

pour le fonctionnement nominal on a :

$$n = 900 \text{ tr/mn} ; U = 380 \text{ V} ; I = 2,15 \text{ A} ; \cos \varphi = 0,75$$

$$\eta = 71\% \text{ et Couple moteur } C_m = 8 \text{ N.m.}$$

Pour le démarrage on a :

Le couple nominal de démarrage $C_d = 1,8 \text{ Nm}$

Le courant $I_d = 3,6 \text{ A}$

En conclusion :

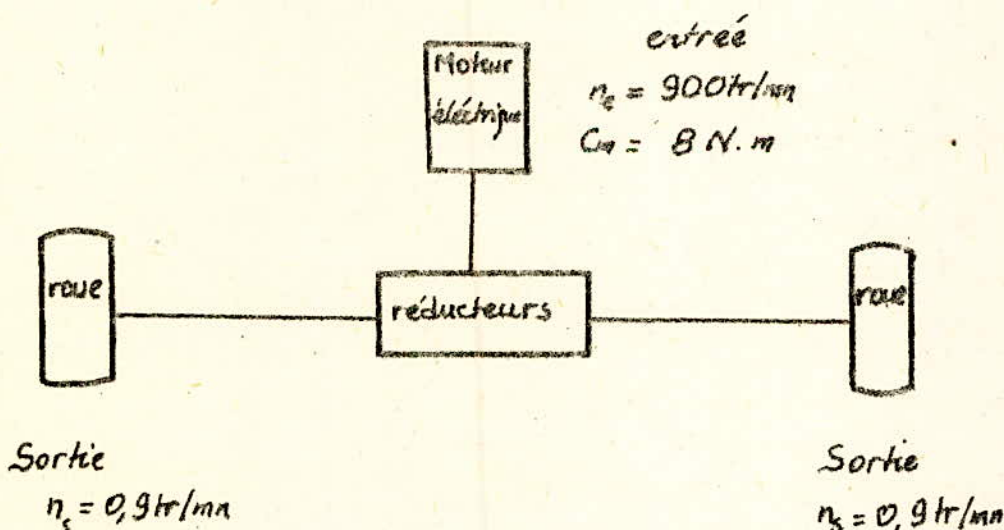
On a défini les paramètres d'entrée de la transmission

$P = 750 \text{ w}$ $n_e = 900 \text{ tr/mn}$ $C_m = 8 \text{ N.m}$

Pour la sortie, on doit retrouver ces paramètres par le calcul de transmission, soit

$P = 224 \text{ w}$ $n_s = 0,9 \text{ tr/mn}$

Schématiquement :



Chapitre : III

Calcul des réducteurs

Le rapport de réduction total est :

$$i_t = \frac{n_e}{n_s} = \frac{900}{0,9} \quad i_t = 1000$$

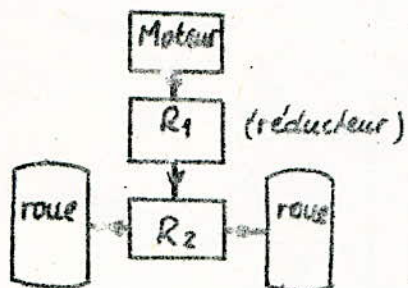
Vu que le rapport de réduction est élevé et pour des raisons d'encombrement, on choisit une réduction par vis sans fin. La limite économique du rapport de réduction d'un tel système est de 50, au dessus il convient d'adopter une double réduction.

On utilisera alors deux réducteurs à vis sans fin, le rapport de réduction total sera divisé sur les deux réducteurs, il reste à définir dans quelle proportion cette division doit être faite.

Pour ce faire on doit tenir compte des résultats expérimentaux. Dans le cas du projet, ces résultats font défaut, on traitera alors le problème comme étant un réducteur à deux étages, ce qui revient à choisir le rapport de réduction i_1 du premier réducteur plus grand que le rapport i_2 du second réducteur, cela dans le but de réduire les efforts et l'encombrement sur le deuxième réducteur étant donné que le couple de sortie est important vu la faible vitesse de rotation.

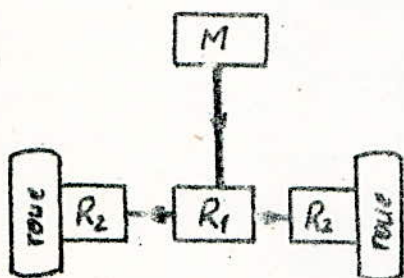
Nous avons deux possibilités d'utilisation des réducteurs :

1^{ère} possibilité : La puissance totale est utilisée sur les deux réducteurs



dans ce cas, il faut donner une attention particulière à la construction du 2^{ème} réducteur (puissance et couple élevés).

2^{ème} possibilité : Le second réducteur utilise la moitié de la puissance motrice.



On utilise dans ce cas 3 réducteurs dont 2 de même type, ce qui atténue les problèmes dans la construction du 2^{ème} réducteur (la puissance et couple réduisent de moitié)

Dans notre cas on optera pour la deuxième solution.

On a :

$$i_6 = i_1 \cdot i_2 \quad \text{et} \quad i_2 = \frac{35}{65} i_1 \quad (i_1 > i_2)$$

On trouve

$$i_1 = 43 \quad i_2 = 23$$

avec une erreur de 2% dans le rapport total.

On désignera dans ce qui suit par :

- Z_1 nombre de filet de la vis
- Z_2 nombre de dent de la roue
- d_1 diamètre primitif de la vis
- d_2 diamètre primitif de la roue
- m_x module axial
- m_n module réel
- β angle d'inclinaison
- δ angle de pas
- α_n angle de pression axial
- A entraxe
- b_1 largeur de la vis
- b_2 largeur de la roue

1.1 Calcul des paramètres de réducteur

Vu la complexité de l'engrenage à vis sans fin, les calculs de résistance ont un caractère empirique. On utilise dans notre étude la méthode proposée par G. Henriot.

On choisira pour le premier réducteur un fonctionnement irréversible c-à-d la vis est motrice et le réducteur ne peut fonctionner en multiplicateur (roue motrice), cela évitera le recule du pivot lors du passage sur un obstacle ou une déclivité importante. Pour le deuxième réducteur, on se placera dans la zone de fonctionnement de meilleur rendement sans se soucier de l'irréversibilité.

III.1.1.1 Etude du 1^{er} réducteur

$n_1 = 900 \text{ tr/mn}$ $i = 43$ alors $n_2 = \frac{n_1}{i}$ $n_2 = 21 \text{ tr/mn}$

Pour un rapport de réduction $i > 40$ on prend [1] $Z_1 = 1 \text{ filet}$

alors $Z_2 = i \cdot Z_1$ $Z_2 = 43 \text{ dents}$

Le réducteur est irréversible c-a-d $\beta \geq 85^\circ$, on prend $\beta = 85^\circ$
ce qui donne pour $\delta = 90^\circ - \beta$ $\delta = 5^\circ$

a. Calcul du module

d'après [2] on a $m_n = m_x \sin \beta = 219 \sqrt[3]{\frac{P}{k_H \cdot \sigma_2 \cdot z_2 \cdot n_2}}$ où P [kW]
 σ [daN/mm²]
 n [tr/min]

on a $P = 0,75$ kW ; $z_2 = 43$ dents ; $n_2 = 21$ tr/min

$k_H = k / \cos \delta$ ($k = 10$) alors $k_H \approx 10$; $\sigma_2 = 35$ daN/mm² (Bronze phosphoreux)

On trouve $m_x = \frac{1}{\sin 85} \cdot 219 \sqrt[3]{\frac{0,75}{10 \cdot 35 \cdot 43 \cdot 21}} = 2,93$ mm

On prendra $m_x = 3,5$ mm (valeur normalisée)

ce qui donne :

$$d_2 = m_x z_2 = 3,5 \times 43$$

$$d_2 = 150,5 \text{ mm}$$

$$d_1 = m_x z_1 \tan \beta = 3,5 \times 1 \times \tan 85$$

$$d_1 = 40 \text{ mm}$$

$$b_2 = 2 m_x \sqrt{z_1 \tan \beta + 1}$$

$$b_2 = 27 \text{ mm}$$

La roue est l'élément le plus sollicité aux efforts dans l'engrenage à vis sans fin, il convient alors de vérifier la résistance de celui-ci à la rupture et à la pression superficielle

Les paramètres intervenant dans la vérification d'après [1]

$$m_n = m_x \sin \beta$$

$$m_n = 3,5 \text{ mm}$$

$$K_A \text{ facteur de service}$$

$$K_A = 1$$

$$K_M \text{ facteur de portée}$$

$$K_M = 1$$

K_{vL2} : facteur combiné de vitesse et durée (VII-41 [1])

pour une durée de 10.000 h avec $n_2 = 21 \text{ tr/min}$ on a $K_{vL2} = 0,6$

K_L : facteur de durée pour 10000 h $K_L = 1,25$

K_{vH2} facteur de vitesse ; La vitesse linéaire de la vis $v_1 = \frac{2\pi n_1 d_1}{60 \sin \beta}$
on trouve $v_1 = 2,3 \text{ m/s}$ de (VII-42 [1]) avec $n_2 = 21 \text{ tr/min}$ $K_{vH2} = 0,35$

Ω_{02} facteur de résistance du matériau $\Omega_{02} = 2,2$

σ_{b2} valeur limite de base de la contrainte de rupture
pour le bronze $\sigma_{b2 \text{ lim}} = 6 \text{ daN/mm}^2$

b Calcul de la puissance au niveau de la roue

Pour déterminer la puissance au niveau de la roue, il faut calculer le rendement du réducteur

Pour un contact acier traité-bronze, le coefficient de frottement f varie entre 1% et 3%.

pour $v_1 = 2,3 \text{ m/s}$, lubrification à l'huile minérale (IX-6 [1]) donne $f = 3\%$

alors $\mu = 1,75 f$ $\mu = 1,7\%$

avec $f = 3\%$ et $\beta = 85^\circ$ on a de (IX-7 [1]) $\eta_r = 75\%$

ce qui donne :

$$P_2 = \eta_r P_1 \quad P_2 = 562 \text{ W}$$

1.12 Vérification de la roue à la rupture

$$P_{2 \text{ adm}} = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{1,96} \sigma_{b2 \text{ lim}} \cdot b_2 \cdot m_n \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot K_{vL2} \cdot K_H \cdot K_A > P_2$$

On trouve $P_{2 \text{ adm}} = 680 \text{ W} > 562 \text{ W}$ (La roue est vérifiée à la rupture)

La valeur normalisée de $m_x = 3\text{mm}$ (proche de 2,93) ne vérifie pas cette condition

1.1.3 Vérification de la roue à la pression superficielle.

$$P_{\text{radm}} = \frac{0,36 \cdot 10^{-3}}{1,96} \Omega_{02} \cdot b_2 \cdot d_2^{1,8} \cdot n_2 \cdot K_{VH_2} \cdot K_L \cdot K_M \cdot K_A > P_2$$

on trouve $P_{\text{radm}} = 828 \text{ w} > 562 \text{ w}$. (vérifié)

Pour éviter l'interférence, il faut que $Z_2 \geq 30$ dents et que l'angle

α_x soit au minimum $\tan \alpha_x = \frac{\tan \alpha}{\tan \beta}$ $\alpha_{x\text{min}} = 0,44^\circ$

1.1.4 Eléments roue et vis sans fin.

	formule	vis	roue
nombre de dent		1	43
diamètre primitif	$d_1 = Z_1 \tan \beta \cdot m_x$; $d_2 = m_x Z_2$	40	150,5
La saillie h_a	pour $\beta > 75$ $h_a = m_x$.	3,5	
creux h_f	$h_f = 1,2 m_x$	4,2	
hauteur h	$h = h_a + h_f$	7,7	
diamètre de tête d_a	$d_a = d + 2m_x$	47	157,5
diamètre de pied d_f	$d_f = d - 2h_f$	31,6	142,1
Pas axial P_x	$P_x = \pi m_x$	11	
Epaisseur axiale S_x	$S_x = P_x / 2$	5,5	
Largeur b	$b = P_x (4,5 + Z_1 / 150)$	60	27

1.1.5 Choix du matériau

Pour la roue : on choisit comme matériau du bronze phosphoreux (Tab VIII.6 dans [1]) on a Cu: 89% Sn: 10% Pb: 0,15% de charge de rupture $R_r = 350 \text{ N/mm}^2$ utilisé pour les moyennes vitesses de rotation.

Pour la vis : on choisit un acier au carbone avec trempe superficielle (Tab VIII.1 dans [1]) on a XC 42 de résistance à la rupture $R_r = 800 \text{ N/mm}^2$.

III.1.1.2 Calcul du 2^e réducteur

A la sortie de la roue du premier réducteur la puissance sera divisée sur les arbres des vis des deux réducteurs (de même type) alors à l'entrée du deuxième réducteur la puissance est :

$$P_1 = \frac{P_2 \text{ (à la roue du 1^{er} réducteur)}}{2} = \frac{562}{2} \quad P_1 = 281 \text{ W}$$

Vu la faible vitesse de rotation (de $n_1 = 21 \text{ tr/min}$ à $0,9 \text{ tr/min}$) le problème de frottement devient important et atténué le rendement de réduction. Pour éviter ce phénomène, on se placera dans la zone de fonctionnement de meilleur rendement.

On prend alors : $\beta = 75$, ce qui donne $\delta = 90 - \beta \quad \delta = 15^\circ$

pour $\alpha = 23$ ($22 < \alpha < 40$ [1]) on a $Z_1 = 2$ filets

$$Z_2 = \alpha_2 Z_1 = 23 \times 2$$

$$Z_2 = 46 \text{ dents}$$

a. Calcul du module

$$m_x = \frac{219^3}{\sin \beta} \sqrt{\frac{P}{K_n \cdot \sigma_2 \cdot z_L \cdot n_2}}$$

$$\text{où } P = 0,281 \text{ kW} ; \sigma_2 = 45 \text{ daN/mm}^2$$

$$K_n = K / \cos \delta \approx 10$$

$$m_x = \frac{219}{\sin 75} \sqrt{\frac{0,281}{10 \cdot 15 \cdot 46 \cdot 0,9}}$$

$$= 5,6 \text{ mm} \text{ on prend } m_x = 6 \text{ mm}$$

ce qui donne :

$$d_2 = m_x z_2 = 6 \times 46$$

$$d_2 = 276 \text{ mm}$$

$$d_1 = z_1 m_x \tan \beta = 2 \cdot 6 \cdot \tan 75$$

$$d_1 = 44,8 \text{ mm}$$

$$b_2 = 2 m_x \sqrt{z_1 \tan \beta + 1}$$

$$b_2 = 36 \text{ mm}$$

Les paramètres intervenant dans la vérification de la roue.

$$m_n = m_x \sin \beta = 5,8 ; K_A = 1 ; K_n = 1 ; K_L = 1,25$$

$$K_{vL2} : (1000 \text{ h et } n_2 = 0,9 \text{ tr/mm}) \quad K_{vL2} = 0,77$$

$$K_{vH2} : v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \sin \beta} = 0,05 \text{ m/s} \text{ alors } K_{vH2} = 0,65$$

$$\Omega_{02} = 2,2 \text{ et } \sigma_{b2 \text{ min}} = 8 \text{ daN/mm}^2 \text{ (alliage de bronze plus résistant)}$$

b. Calcul de la puissance au niveau de la roue.

pour $v_1 = 0,05 \text{ m/s}$ lubrification à l'huile minérale on a $(1 - \theta[1])f = 10\%$

(valeur importante) d'où $\mu = \text{Arctg } f \quad \mu = 5,7^\circ$

pour $f = 10\%$ et $\beta = 75^\circ$ on a $\eta_r = 70\%$

$$\text{ce qui donne } P_2 = \eta_r P_1 = 0,7 \cdot 281 \quad P_2 = 197 \text{ W}$$

2.2.1 Vérification de la roue à la rupture

$$P_{\text{radm}} = \frac{1,25 \cdot 10^3}{1,96} \sigma_{b2 \text{ min}} \cdot b_2 \cdot m_n \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot K_{vL2} \cdot K_n \cdot K_A > P_2$$

On trouve $P_{2adm} = 204W > 197W$ (vérifiée).

2.2.2 Vérification de la roue à la pression superficielle.

$$P_{2adm} = \frac{0,36 \cdot 10^3}{1,36} \cdot D_{02} \cdot b_2 \cdot d_2^{1,8} \cdot n_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_H \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\gamma} > P_2$$

On trouve $P_{2adm} = 914W > 197W$ (Vérifiée)

Pour éviter l'interférence il faut que l'angle α_x soit au minimum

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}$$

$$\alpha_{x \text{ min}} = 4,1^\circ$$

2.2.3 Élément roue et vis sans fin.

	formule	vis	roue
nombre de dent		2	46
diamètre primitif	$d_1 = z_1 m \operatorname{tg} \beta$ $d_2 = m z_2$	44,8	216
saillie h_a	pour $\beta = 75$ $h_a = m x$		6
craux h_f	$h_f = 1,2 m x$		7,2
hauteur h	$h = h_a + h_f$		13,2
diamètre de tête d_a	$d_a = d + 2 m x$	56,8	288
diamètre de pied d_f	$d_f = d - 2 h_f$	30,4	261,6
Pas axial P_x	$P_x = \pi \cdot m x$		19,8
Épaisseur axiale S_x	$S_x = P_x / 2$		9,4
Largeur b	$b_1 = P_x (4,5 + z_2 / 50)$	102	36

2.2.4 Choix du matériau

Pour la roue : vu la faible vitesse de rotation et la grande charge on choisit (tab VIII. 6 [1]) du bronze d'Aluminium avec traitement thermique Cu 89% Al 10% Fe 1% avec $R_r = 450 \text{ N/mm}^2$

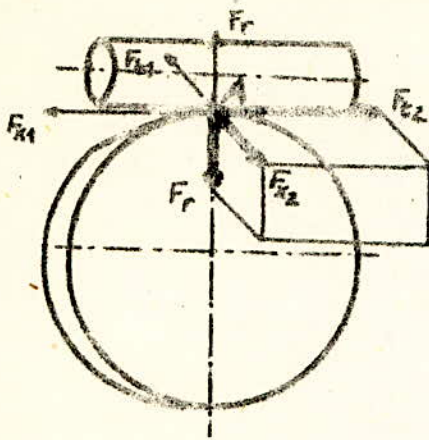
Pour la vis : Le même matériau que la vis du 1^{er} réducteur

Le XC42 avec traitement thermique $R_r = 800 \text{ N/mm}^2$

En conclusion

réducteur	élément	puissance (W)	nombre de tour (tr/min)	diamètre (mm)	Largeur (mm)
1	vis	750	900	40	60
	roue	562	21	150,5	27
2	vis	281	21	44,8	102
	roue	197	0,9	276	36

III 2 Détermination des efforts sur l'engrenage.



Soit A le point de contact vis-roue, pour le cas d'une vis menante, en A s'applique

F_t : effort tangentiel

F_r : effort radial

F_a : effort axial

2.1 1^e réducteur

a. Pour la roue :

$$F_{t_2} = \frac{60 P_1 \eta_r}{\pi n_1 d_2} = \frac{60 \cdot 750 \cdot 43 \cdot 0,75}{\pi \cdot 900 \cdot 150,5 \cdot 10^{-3}} \quad F_{t_2} = 3422 \text{ N}$$

$$F_{x_2} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma + \mu) = 3422 \operatorname{tg}(5 + 1,7) \quad F_{x_2} = 402 \text{ N}$$

$$F_r = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_x = 3422 \operatorname{tg}(0,44) \quad F_r = 26 \text{ N}$$

b. Pour la vis

l'équilibre des efforts au point A donne :

$$F_{x_1} = F_{t_2} \quad F_{x_1} = 3422 \text{ N}$$

$$F_{t_1} = F_{x_2} \quad F_{t_1} = 402$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_r \quad F_{r_1} = 26 \text{ N}$$

2.2 2^e réducteur

même démarche que pour le 1^{er} réducteur, soit :

a. Pour la roue :

$$F_{t2} = \frac{60 P_1 \omega_2 \eta_r}{\pi n_1 d_2} = \frac{60 \cdot 281 \cdot 23 \cdot 0,7}{\pi \cdot 21 \cdot 275 \cdot 10^{-3}} \quad F_{t2} = 14908 \text{ N}$$

$$F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\delta + \mu) = 14908 \operatorname{tg}(15 + 5,7) \quad F_{x2} = 5634 \text{ N}$$

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_2 = 14908 \operatorname{tg}(4,1) \quad F_r = 1069 \text{ N}$$

b. Pour la vis

$$F_{x1} = F_{t2} \quad F_{x1} = 14908 \text{ N}$$

$$F_{t1} = F_{x2} \quad F_{t1} = 5634 \text{ N}$$

$$F_r = F_r \quad F_r = 1069 \text{ N}$$

Chapitre IV

Calcul d'arbres

1.1 1^e réducteur

a. La vis

$d_1 = 40 \text{ mm}$

$b_1 = 59 \text{ mm}$

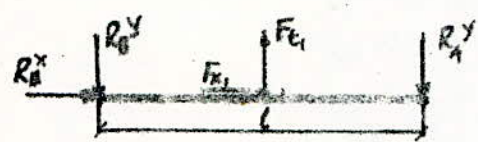
$l = 90 \text{ mm}$ (longueur estimée)

$F_{x_1} = 3422 \text{ N}$

$F_{t_1} = 402 \text{ N}$

$F_r = 26 \text{ N}$

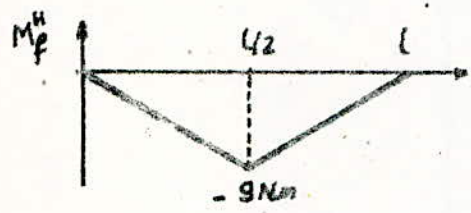
Sur le plan horizontal



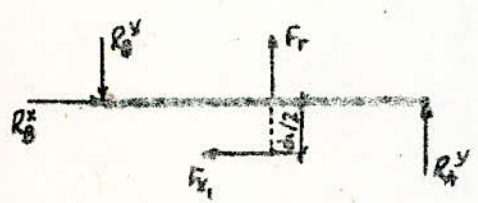
$R_B^x = F_{x_1} = 3422 \text{ N}$

$R_A^y = R_B^y = F_{t_1} / 2 = 201 \text{ N}$

Le moment de flexion



Sur le plan vertical

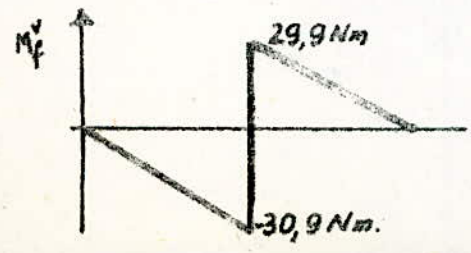


$R_B^x = F_{x_1} = 3422 \text{ N}$

$R_A^y l + F_r l / 2 = F_{x_1} \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow R_A^y = 747 \text{ N}$

$R_B^y l = F_r l / 2 + F_{x_1} \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow R_B^y = 773 \text{ N}$

Le moment de flexion



Le moment de torsion

$$M_t = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30 P_1}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 750}{\pi \cdot 900}$$

$$M_t = 7,95 \text{ N.m}$$

La section dangereuse se situe au niveau du contact vis-roue

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{(M_f^H)^2 + (M_f^V)^2} = \sqrt{9^2 + 30,9^2} \quad M_{f_{\max}} = 32,18 \text{ Nm}$$

Le moment idéal $m_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \quad m_i = 33,15 \text{ N.m}$

Le diamètre minimum de l'arbre de la vis

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10^6 m_i}{\sigma_{adm}}} \quad \text{avec } \sigma_{adm} = 800 \text{ N/mm}^2 \text{ (vis en un seul corps)}$$

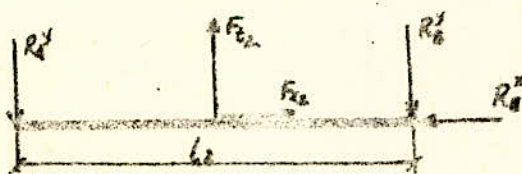
$$d_1 = 7,45 \text{ mm} \text{ soit } d_{1, \text{min}} = 10 \text{ mm (série R10)}$$

b. La roue

$$d_2 = 150,5 \text{ mm} \quad b_2 = 27 \text{ mm} \quad l_2 = 80 \text{ mm (estimée)}$$

$$F_{R2} = 402 \text{ N} \quad F_{T2} = 3422 \text{ N} \quad F_r = 26 \text{ N}$$

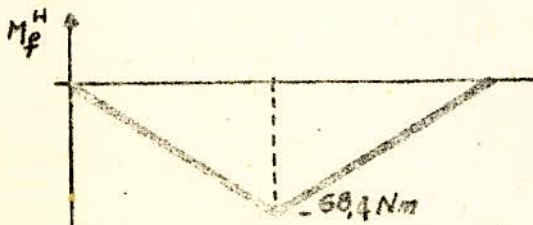
Sur le plan horizontal



$$R_0^x = F_{T2} = 402 \text{ N}$$

$$R_0^y = R_0^x = \frac{F_{T2}}{2} = 1711 \text{ N}$$

Le moment de flexion



Sur le plan vertical

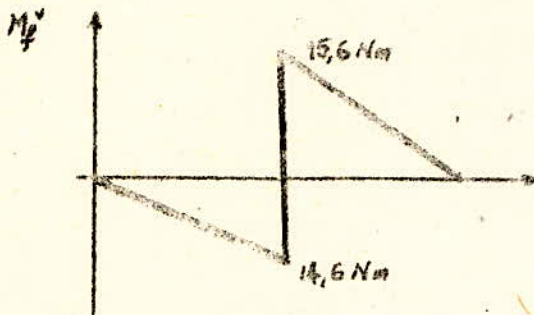


$$R_B^x = F_{x2} = 402 \text{ N}$$

$$R_B^y l = F_{x2} \frac{d_2}{2} + F_r \frac{l}{2} \Rightarrow R_B^y = 390 \text{ N}$$

$$R_A^y l + F_r \frac{l}{2} = F_{x2} \frac{d_2}{2} \Rightarrow R_A^y = 364 \text{ N}$$

Le moment de flexion



Le moment de torsion

$$M_t = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{30 P_2}{\pi n_2} = \frac{30 \cdot 562}{\pi \cdot 21}$$

$$M_t = 256 \text{ Nm}$$

Au niveau du contact vis-roue (section dangereuse)

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{(M_{f_{\text{max}}^x})^2 + (M_{f_{\text{max}}^y})^2} = \sqrt{60,4^2 + 15,6^2}$$

$$M_{f_{\max}} = 70,2 \text{ Nm}$$

Le moment idéal

$$m_i = \sqrt{M_{f_{\max}}^2 + M_t^2}$$

$$m_i = 265,5 \text{ Nm}$$

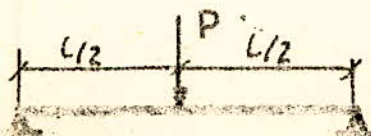
Le diamètre minimum de l'arbre de la roue

L'arbre de la roue est en XC35 de $\sigma_{adm} = 600 \text{ N/mm}^2$ alors

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10^4 m_i}{\sigma_{adm}}} \quad d_2 = 16,4 \text{ mm} \quad \text{soit } d_{2\min} = 20 \text{ mm (serie R10)}$$

1.1.1 Vérification de la flèche

on a (pour vis et roue):



Pour un tel cas de figure, la flèche a pour expression

$$[3] \quad f = \frac{Pl^3}{48EI} \quad \text{où} \quad I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{et} \quad E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \text{ (acier)}$$

On admet, pour les engrenages une flèche maximale de $f_m = 0,02 \text{ mm}$
alors

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{64Pl^3}{48EI f_m}}$$

Pour la vis : on a $P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \quad P = 402 \text{ N}$

$$\text{et } l = 90 \text{ mm} ; f_m = 0,02 \cdot 3,5 \Rightarrow f_m = 0,07 \text{ mm}$$

alors $d_1 = 9,59$ soit $d_{1\min} = 10 \text{ mm}$ (série R10)

Pour la roue : on a $P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \quad P = 3422 \text{ N}$

$$\text{et } l = 80 \text{ mm} \text{ et } f_m = 0,07 \text{ mm}$$

on trouve $d_2 = 14,93 \text{ mm}$ soit $d_{2\min} = 16 \text{ mm}$ (série R10)

À partir du calcul d'arbre à la flexion et torsion ainsi que la vérification de la flèche, on admet comme diamètre minimum

pour la vis $d_{1\min} = 10 \text{ mm}$

pour la roue $d_{2\min} = 20 \text{ mm}$.

1.12 Calcul de l'arbre de transmission

Le réducteur R_1 et les réducteurs R_2 sont liés entre eux par un arbre de transmission, celui-ci est soumis à la torsion dont il faut déterminer la valeur minimale de son diamètre.

vérifions l'angle de torsion de l'arbre de transmission $R_1 - R_2$

On a :

$$\theta_{\max} = \frac{M_t}{GI_p} \leq \theta_l \quad \text{où}$$

$$I_p: \text{moment polaire } I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$G: \text{module d'élasticité ; pour acier} \\ G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$M_t: \text{moment de torsion } M_t = 256 \text{ Nm}$$

pour une transmission longue on admet pour $\theta_p = 1/4$ °/m.

ce qui donne comme diamètre

$$d > 10^3 \sqrt[4]{\frac{32 M_t}{\pi G \theta_l}} = 18,9 \text{ mm soit } d = 20 \text{ mm (R10)}$$

1.2 2^e réducteur

a. La vis

$$d_1 = 44,8 \text{ mm} \quad b_1 = 102 \text{ mm} \quad l = 130 \text{ mm (longueur estimée)}$$

$$F_{x_1} = 14908 \text{ N} \quad F_{y_1} = 5634 \text{ N} \quad F_r = 1069 \text{ N}$$

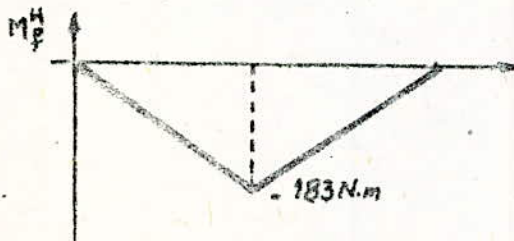
Sur le plan horizontal



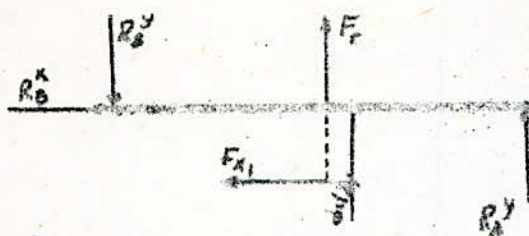
$$R_B^x = F_{x_1} = 14908 \text{ N}$$

$$R_A^y = R_B^y = \frac{F_{y_1}}{2} = 2817 \text{ N}$$

moment de flexion



Sur le plan vertical

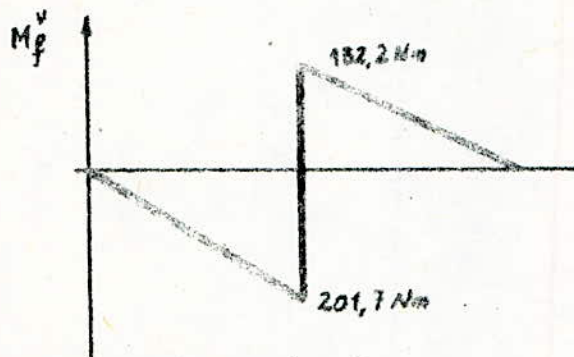


$$R_B^x = F_{x1} = 14908 \text{ N}$$

$$R_A^y l + F_r \frac{l}{2} = F_{x1} \frac{d_1}{2} \Rightarrow R_A^y = 2034 \text{ N}$$

$$R_B^y l = F_r \frac{l}{2} + F_{x1} \frac{d_1}{2} \Rightarrow R_B^y = 3103 \text{ N}$$

moment de flexion



Le moment de torsion

$$M_t = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30 P_1}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 281}{\pi \cdot 21}$$

$$M_t = 128 \text{ Nm}$$

La section dangereuse se trouve au niveau des contact vis-roue

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{(M_f^H)^2 + (M_f^y)^2} = \sqrt{201,7^2 + 128^2}$$

$$M_{f_{\max}} = 272 \text{ Nm}$$

Le moment idéal $m_i = \sqrt{M_{f_{\max}}^2 + M_t^2}$

$$m_i = 301 \text{ Nm}$$

le diamètre minimum de l'arbre de la vis

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10^8 m_i}{\sigma_{adm}}} \quad \text{avec } \sigma_{adm} = 800 \text{ N/mm}^2 \quad \text{alors}$$

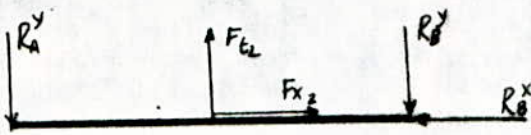
$$d_1 = 15,6 \text{ mm} \quad \text{soit } d_1 = 20 \text{ mm (série R10)}$$

b. La roue

$$d_2 = 276 \text{ mm} \quad b_2 = 36 \text{ mm} \quad l = 60 \text{ mm}$$

$$F_{x2} = 5634 \text{ N} \quad F_{z2} = 14908 \text{ N} \quad F_r = 1069 \text{ N}$$

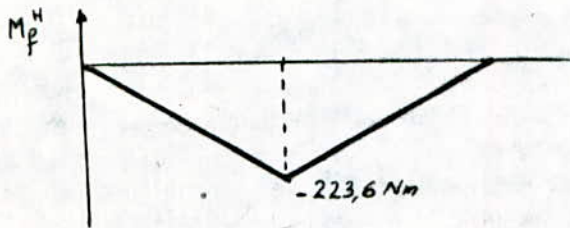
Sur le plan horizontal



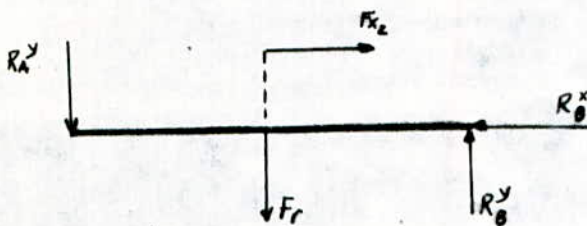
$$R_B^x = F_{x2} = 5634 \text{ N}$$

$$R_A^y = R_B^y = \frac{F_{t2}}{2} = 7454 \text{ N}$$

Moment de flexion



Sur le plan vertical

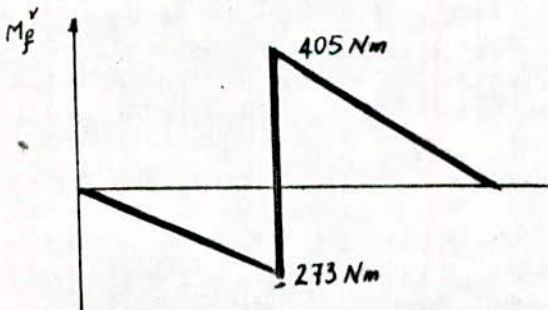


$$R_B^x = F_{x2} = 5634 \text{ N}$$

$$R_B^y l = F_{x2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_r \frac{l}{2} \Rightarrow R_B^y = 13493 \text{ N}$$

$$R_A^y l + F_r \frac{l}{2} = F_{x2} \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow R_A^y = 12424 \text{ N}$$

Moment de flexion



Le moment de torsion

$$M_t = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{30 P_2}{\pi n_2} = \frac{30 \cdot 197}{\pi \cdot 0,9}$$

$$M_t = 2090 \text{ Nm}$$

Au niveau du contact vis-roue (section dangereuse) on a

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{(M_f^H)^2 + (M_f^V)^2} = \sqrt{223,6^2 + 405^2}$$

$$M_{f_{\max}} = 463 \text{ Nm}$$

le moment idéal $m_i = \sqrt{M_{f_{\max}}^2 + M_t^2}$

$$m_i = 2141 \text{ Nm}$$

Le diamètre minimum de l'arbre de la roue

l'arbre en XC35 de $\sigma_{adm} = 600 \text{ N/mm}^2$ alors

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10^4 m_i}{\sigma_{adm}}} \quad d_2 = 32,9 \text{ mm} \quad \text{soit} \quad d_2 = 35,5 \text{ mm (serie R20)}$$

1.2.1 Vérification de la flèche

même cas de figure que le premier réducteur :

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{64 P l^3}{48 E \Delta f_m}} \quad \text{ou} \quad f_m = 0,02 m_x = 0,02 \cdot 6 = 0,12 \text{ mm}$$

Pour la vis : $P = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad P = 5734 \text{ N}$

et $l = 130 \text{ mm}$

on trouve $d_{1min} = 21,5 \text{ mm}$ soit $d_{1min} = 25 \text{ mm (R10)}$

Pour la roue : $P = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad P = 14946 \text{ N}$ avec $l = 60 \text{ mm}$

on trouve $d_{2min} = 15,3 \text{ mm}$ soit $d_{2min} = 20 \text{ mm (R10)}$

En conclusion on a :

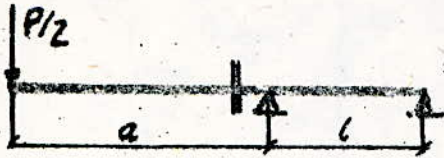
pour la vis $d_{1min} = 25 \text{ mm}$

pour la roue $d_{2min} = 35,5 \text{ mm}$

1.2.2 Calcul de l'arbre où se fixe la roue pneumatique.

Cet arbre doit résister à l'effort dû au poids de la structure il est essentiellement soumis à la flexion. Vérifions alors son diamètre à la flèche admissible

pour une flèche admissible de $f_m = 1 \text{ mm}$



$$P = 26000 \text{ N}$$

$$\text{on estime } a = 220 \text{ mm}$$

$$l = 60 \text{ mm}$$

La flèche s'exprime par: $f = \frac{P/2 \cdot a^2 (l+a)}{3EI}$; $I = \frac{\pi d^4}{64}$

$$\text{alors } d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{64 P/2 \cdot a^2 (l+a)}{3 \pi E f_m}} = 48,8 \text{ mm}$$

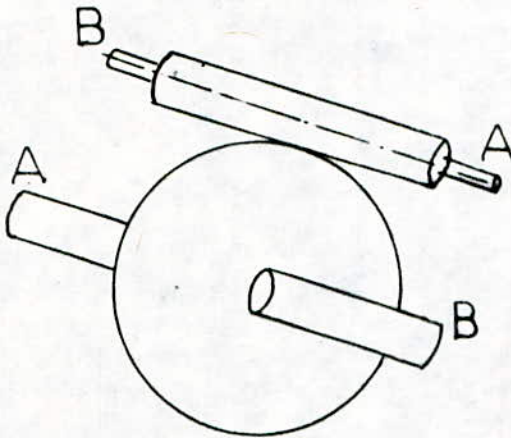
$$\text{soit } d_{\min} = 56 \text{ (serie R20)}$$

Chapitre V

Calcul de roulements

Avant de faire le calcul de roulements, on doit connaître les réactions des paliers

1.1 Calcul des réactions



	appui	type de charge	vis	roue
1 ^e réducteur	A	radiale (N)	774	1749
	B	radiale (N)	799	1755
		axiale (N)	3422	402
2 ^e réducteur	A	radiale (N)	3475	14488
	B	radiale (N)	4191	15415
		axiale (N)	14908	5634

1.2 Calcul de roulements

On définit la charge dynamique P d'un roulement soumis à des charges radiales et axiales par :

$$P = x F_r + y F_a \quad \text{où} \quad \begin{array}{l} F_r : \text{charge radiale} \\ x : \text{coefficient radial} \\ F_a : \text{charge axiale} \\ y : \text{coefficient axial} \end{array}$$

La charge dynamique de base

$$C = P \left(\frac{L_h \cdot n}{16666} \right)^{1/k} \quad \text{ou} \quad \begin{array}{l} K = 3 \text{ pour roulement à billes} \\ K = 10/3 \text{ pour roulement à rouleaux} \end{array}$$

pour les roulements, on choisit la même durée de vie que les réducteurs
soit alors $L_h = 10000 \text{ h}$

Dressons un tableau pour déterminer le type de roulement à utiliser.

2.1 1^{er} réducteur

	n tr/min	appui	F_r (daN)	F_a (daN)	$e = \frac{F_a}{F_r}$	K	x	y	P daN	C (choix) daN	C (choix) daN	type SKF
VIS (d=10)	900	A	77,4	-	-	3	1	0	77,4	630	1080	25 BC02
		B	79,9	342,2	3,47	10/3	0,4	1,6	579	3823	4800	30KB03

Roue (d=20)	21	A	174,9	-	-	3	1	0	174,9	407	1080	25 BC02
		B	175,5	40,2	0,23	10/3	1	0	175,5	376	4800	30KB03

2.2 2^{ème} réducteur

	n tr/min	appui	F_r dans	F_a dans	e	K	α	γ	P dans	C calculé	C choisi	type SKF
VIS ($d=25$)	21	A	347,5	-	-	3	1	0	347,5	809	1080	25BC02
		B	419,1	1490,8	3,55	10/3	0,4	1,6	2553	5460	6200	35 KB03

	n tr/min	appui	F_r dans	F_a dans	e	K	α	γ	P dans	C calculé	C choisi	type SKF
Roue ($d=35$)	60	A	14488	-	-	3	1	0	14488	1179,8	2080	35 BT02
		B	1541,5	563,4	0,37	3	1	0,55	1851	1508	2080	35 BT02

On a essayé dans la mesure du possible de réduire le nombre de type de roulements.

Ces roulements sont utilisés pour les pivots à un seul sens de marche (effort axial déterminé en sens). Puisqu'on a décidé de faire l'étude du pivot à deux sens de marche (par inversion du sens de rotation du moteur électrique, ainsi les effort au niveau du contact vis-roue changent de sens). Nous prendrons pour cela le même type de roulement au niveau des appuis A et B, on choisit l'appui le plus chargé comme référence, soit alors l'appui B

1^{er} réducteur : vis roulement SKF 30 KB-03

roue roulement SKF 30 KB-03

2^{ème} réducteur : vis roulement SKF 35 KB-03

roue roulement SKF 35 BT-02

Chapitre : VI

Etude des liaisons

1.1 Liaison en rotation des roues des réducteurs.

Puisque les roues des réducteurs ont un diamètre important en bronze, les arbres de ces roues sont en acier, la liaison en rotation se fera par clavetage ou par cannelures.

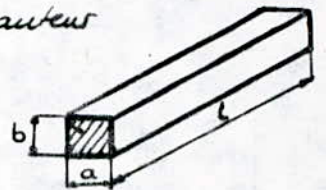
Pour la liaison par clavette, celle-ci travaille au cisaillement on a:

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} \quad \text{et} \quad C = T \frac{d}{2} \quad \text{alors} \quad T = \frac{60P}{\pi n d}$$

La section S de la clavette doit vérifier le cisaillement $S \gg \frac{T}{\tau}$
sa longueur $l \gg \frac{S}{a} = \frac{T}{\tau a}$ soit $l \gg \frac{60P}{\pi n d \tau a}$ où a: largeur

En plus, il faut vérifier la condition de non matage

$$l \gg \frac{4P}{d \omega \sigma_{mat} \cdot b} = \frac{120P}{\pi n d \sigma_{mat} b} \quad b: \text{hauteur}$$



donc la longueur de la clavette doit vérifier

$$l \gg \frac{60P}{\pi n d a \tau} \quad \text{et} \quad l \gg \frac{120P}{\pi n d b \sigma_{mat}}$$

avec $\sigma_{mat} = 150 \text{ N/mm}^2$ acier

$\tau = 80 \text{ N/mm}^2$

a. 1^{er} réducteur

on prend $d = 40 \text{ mm}$ alors $a = 12 \text{ mm}$ et $b = 8 \text{ mm}$

$$P = 562 \text{ W et } n = 21 \text{ tr/mn}$$

$$L \geq \frac{60 \cdot 562}{\pi \cdot 21 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 80} = 13,25 \text{ mm et } L \geq \frac{120 \cdot 562}{\pi \cdot 21 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 150} = 21,2$$

alors on prend alors $L = 25 \text{ mm}$ avec $d = 40 \text{ mm}$.

b. 2^{eme} réducteur

$$d = 50 \text{ mm alors } a = 16 \text{ mm } b = 10 \text{ mm } P = 197 \text{ W et } n = 0,9 \text{ tr/mn}$$

$$L \geq \frac{60 \cdot 197}{\pi \cdot 0,9 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 80} = 65,4 \text{ mm et } L \geq \frac{120 \cdot 197}{\pi \cdot 0,9 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 150} = 111,5 \text{ mm}$$

La longueur de la clavette est importante, nous utiliserons alors des cannelures.

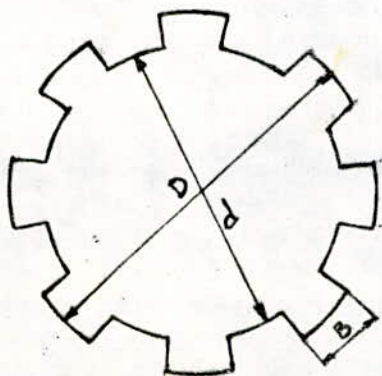
Vérifions la compression des dents:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_t}{R_{\text{moy}} \cdot l \cdot n \cdot S} \leq \sigma_{\text{comp}}, \text{ pour un assemblage rigide}$$

avec condition de fonctionnement variable

$$\sigma_{\text{comp}} = 100 \text{ N/mm}^2$$

pour un diamètre de 36 mm (cannelure de la série légère) on a:



$$n = 8 \quad D = 40 \quad B = 7 \quad S = 8,4$$

$$R_{\text{moy}} = \frac{D+d}{2} = 19 \quad M_t = 2090 \text{ Nm}$$

$$L \geq \frac{M_t}{R_{\text{moy}} \cdot n \cdot S \cdot \sigma_{\text{comp}}} = \frac{2090 \cdot 10^3}{19 \cdot 8 \cdot 8,4 \cdot 100} = 16,5 \text{ mm}$$

soit $L = 20 \text{ mm}$ avec $d = 36 \text{ mm}$.

1.2 Calcul du joint cardon

Le joint cardon permet la transmission de mouvement de rotation entre deux arbres non alignés. Dans notre cas, on utilisera un joint cardon à la sortie du premier réducteur et un autre à l'entrée du deuxième réducteur, ainsi les irrégularités de vitesse que présente un seul joint seront évitées. L'étude se portera sur le croisillon du joint, celui-ci est soumis au cisaillement pur.

Pour calculer le diamètre du croisillon on a:

$$\tau_{\max} = \frac{F}{S} \leq \tau_{\text{adm}} \quad \text{avec} \quad F = \frac{C}{n \cdot l} \quad \text{ou } n: \text{ nombre de branches } n=4$$

l : distance entre le bout du

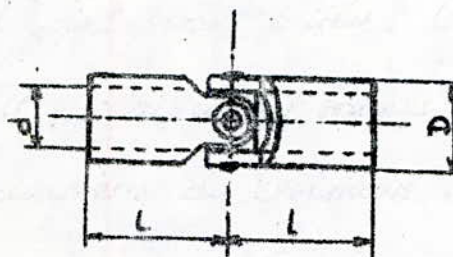
croisillon et l'axe de rotation $l \approx d$

$$\tau_{\text{adm}} = 100 \text{ N/mm}^2, \quad C = 128 \text{ Nm.}$$

$$\text{alors: } \frac{4C}{n \cdot l \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{\text{adm}} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4C}{n \cdot l \cdot \pi \cdot \tau_{\text{adm}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 128 \cdot 10^3}{4 \cdot 25 \cdot \pi \cdot 100}} = 4 \text{ mm}$$

soit $d = 6 \text{ mm}$

Dimensions du joint cardon



$$\text{on a } d = 25$$

$$D = 40$$

$$L = 40$$

La liaison complète entre le joint cardon et l'arbre de transmission est généralement assurée par goupillage, il convient alors de déterminer celle-ci

La goupille est aussi soumise au cisaillement

$n = 2$ (2 sections cisailées) ; $l = 25\text{ mm}$; $C = 128\text{ Nm}$ et $\tau = 120\text{ N/mm}^2$

alors
$$d \geq \sqrt{\frac{4C}{\pi l \tau n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 128 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 25 \cdot 120}} = 5,2\text{ mm}$$

soit $d = 6\text{ mm}$

(diamètre standard)

La goupille est une goupille cannelée.

Le trou de perçage de la goupille dans l'arbre de transmission ne réduit pas sa résistance à la valeur critique car

$d_{\min} = 20\text{ mm}$ alors $S_{\min} = \frac{\pi d_{\min}^2}{4} = 314,2\text{ mm}^2$

$d_2 = 25\text{ mm}$ et $d_{\text{goup}} = 6\text{ mm}$ alors $S = \frac{\pi d_2^2}{4} - d_2 \cdot d_{\text{goup}} = 341\text{ mm}^2$

Pour le 2° joint cardon, il doit être démontable de l'arbre pour pouvoir séparer l'arbre de transmission du deuxième réducteur pour permettre ainsi le remorquage du pivot par orientation des roues.

On utilise dans ce but (au lieu de goupille cannelée) un axe épaulé d'un côté et arrêté par circlips de l'autre (axe démontable) sur l'arbre de la vis du réducteur.

Chapitre VII

Etude des accouplements

La chaîne de transmission étant constituée d'éléments séparés (moteur - réducteurs - roue) ce qui explique l'utilisation des joints d'accouplements

1.1 Accouplement arbre moteur - vis réducteur

a. Etude de la liaison en rotation

On utilise à cet effet une clavette, dont on détermine ces paramètres :

pour $d = 25 \text{ mm}$ on a $a = 8 \text{ mm}$; $b = 7 \text{ mm}$ $P = 750 \text{ W}$ et $n = 900 \text{ tr/min}$

La longueur de la clavette doit satisfaire à :

$$\text{condition de cisaillement soit } l_1 \geq \frac{60 P}{\pi n d a \tau} \quad \tau = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{et condition de non matage soit } l_2 \geq \frac{120 P}{\pi n d b \sigma_{\text{mat}}} \quad \sigma_{\text{mat}} = 150 \text{ N/mm}^2$$

On trouve alors $l_1 \geq 1 \text{ mm}$ et $l_2 \geq 1,2 \text{ mm}$ on prendra $l = 10 \text{ mm}$

b. Calcul des boulons.

Les boulons sont utilisés pour transmettre le couple, ils sont soumis au cisaillement

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F}{S} \leq \tau_{\text{adm}} \quad \text{avec} \quad F = \frac{C}{n l} \quad \text{et} \quad S = \frac{\pi d^2}{4}$$

ou l : distance entre l'axe du boulon et l'axe de l'arbre de transmission, n : nombre de boulons.

ce qui donne : $d \geq \sqrt{\frac{4C}{\pi l \sigma_{ad}}}$

pour $n=3$, $\sigma_{ad} = 100 \text{ N/mm}^2$ (acier doux) et $l = 35 \text{ mm}$, on trouve

$d \geq 2 \text{ mm}$ on prendra $d = 6 \text{ mm}$

1.2 Accouplement arbre réducteur - arbre de roue pneumatique

a. Etude de liaison en rotation

On utilise à cet effet des cannelures (une clavette aura une longueur importante) alors on a pour l'arbre du réducteur

pour $d = 36 \text{ mm}$ $D = 40 \text{ mm}$ $n = 8$ $s = 8,4$ $\tau_{comp} = 100 \text{ N/mm}^2$

sa longueur doit satisfaire à $l \geq \frac{M_t}{r_{moy} n s \sigma_{comp}}$

on trouve $l \geq 6,5 \text{ mm}$ soit alors $l_{min} = 10 \text{ mm}$

Pour l'arbre de la roue on utilisera un arbre lisse $d = 58 \text{ mm}$

b. Calcul des boulons

$d \geq \sqrt{\frac{4C}{n \pi l \sigma}}$ où $C = 2090 \text{ Nm}$ $n = 5$ $l = 55 \text{ mm}$

on trouve $d \geq 9 \text{ mm}$ soit $d = 12 \text{ mm}$

Remarque :

Les joints d'accouplements sont arrêtés en translation par écrou et vis en bout d'arbre

Chapitre VIII

Fixation de la roue

(se référer au dessin FZ 3.00 : Fixation de la roue)

Puisqu'on a décidé que le pivot soit remorquable, ce qui nous oblige à libérer la roue de l'arbre du réducteur, on évite ainsi la rotation de l'arbre et le fonctionnement inverse du réducteur (roue menante, vis menée)

On placera alors entre la jante de la roue (12) et la bride d'accouplement (2) un plateau de remorquage (13) qui assurera la fixation de la roue pendant l'opération de remorquage (position 2), ce plateau ne joue aucun rôle en fonctionnement normal du pivot (position 1) ainsi on libérera la roue de la bride donc de l'arbre de sortie (11)

En fin, cette opération doit être effectuée à une vitesse très faible pour éviter l'usure des pièces en contact

Pour calculer les boulons de fixation de la roue on a :

$$d \geq \sqrt{\frac{4C}{\pi n L \sigma}}$$

$C = 2090 \text{ Nm}$ $n = 5$ $\sigma = 100 \text{ N/mm}^2$
 $L = 150 \text{ mm}$

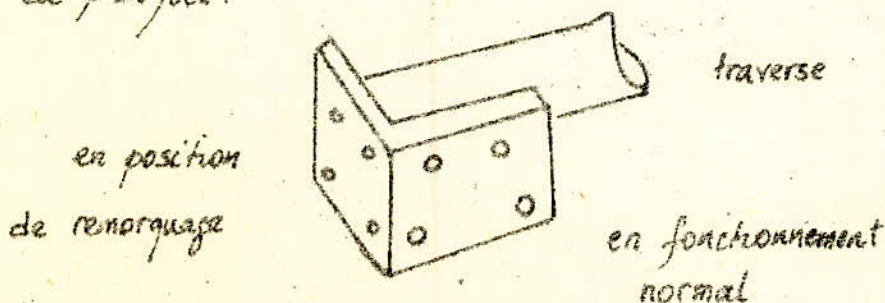
on trouve $d \geq 5,95$ on prendra $d = 16 \text{ mm}$

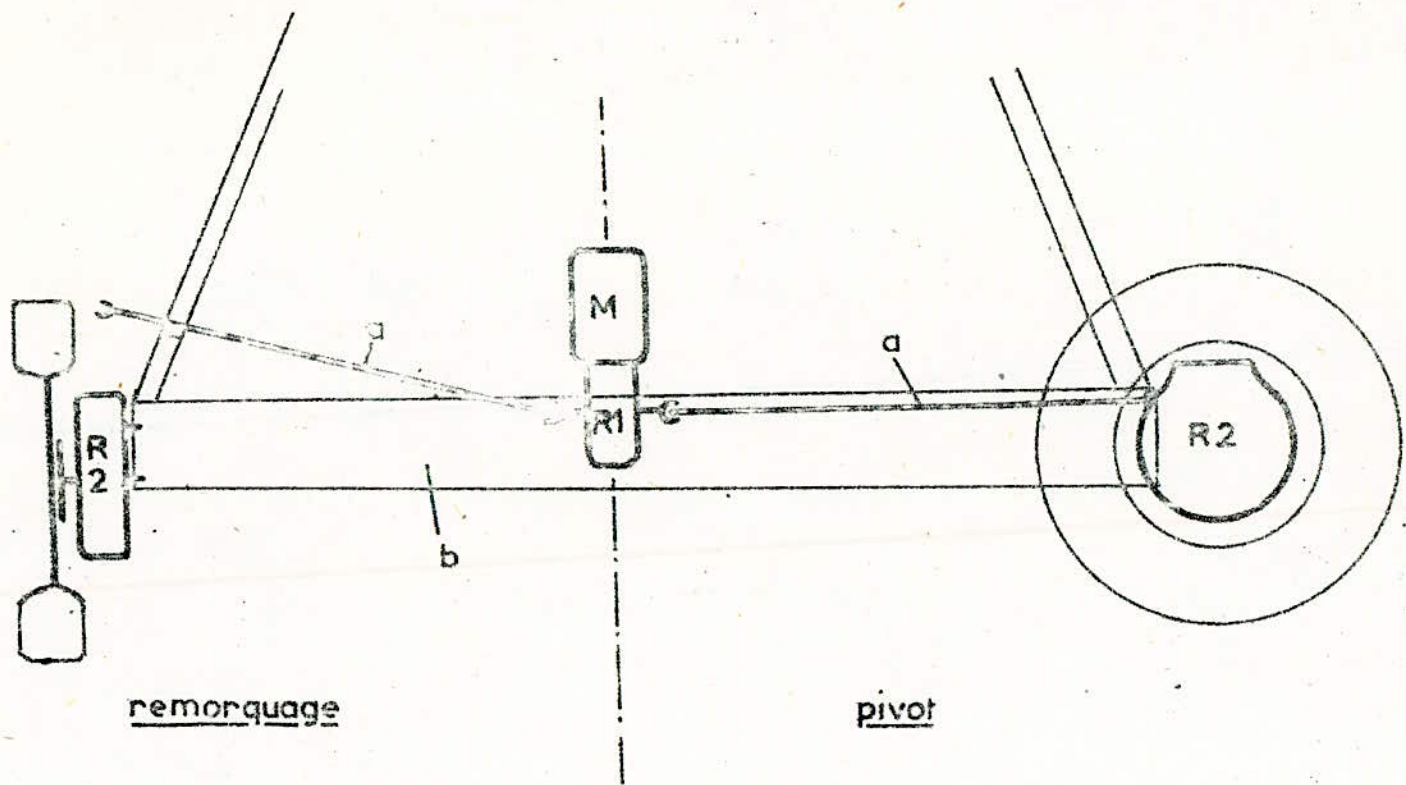
pour la liaison en rotation, on utilise des cannelures comme ceux utilisés pour l'accouplement ($d = 52 \text{ mm}$; $L = 10 \text{ mm}$)

Orientation des roues

Pour permettre le remorquage, il faut orienter les roues dans la direction de la structure en les faisant tourner d'un angle de 90° . La roue est soutenue par l'arbre qui lui-même est soutenu par le corps du 2^{ème} réducteur fixé à la traverse, c'est à ce niveau que ce fait cette orientation (La liaison par arbre entre le 1^{er} et 2^{ème} réducteur est supprimée en enlevant l'axe au niveau du joint cardan du 2^{ème} réducteur).

A cet effet, une solution simple sera retenue pour les pivots de longueur moyenne qui consiste à prévoir une plaque de fixation (9 sur dessin FZ 2.00) en forme de L soudée à la traverse. Sur chaque branche de la plaque on prévoit 4 trous de passage des boulons de fixation. On soulèvera la traverse (donc la tour) par eric ou "clak" et on procédera à l'orientation de la roue par la fixation de l'ensemble du réducteur et roue sur l'autre branche de la plaque.





- M : moteur électrique
- R1 : 1^{er} réducteur ($P=750\text{ w}$; $i=43$)
- R2 : 2nd réducteur ($P=281\text{ w}$; $i=23$)
- a : arbre de transmission avec joints cardans.
- b : traverse (structure).

Schéma de transmission de mouvement

Chapitre X : Conclusion

Dans cette étude on a établie la chaîne de transmission de mouvement du pivot, partant du moteur électrique après avoir déterminé la puissance nécessaire à mouvoir un module du pivot (750w) et par réduction de vitesse de 900 tr/mn à 21 tr/mn par un réducteur central à vis sans fin, une ramification à la sortie de ce dernier pour aboutir au 2^e réducteur (un réducteur au niveau de chaque roue) qui réduit la vitesse de 21 tr/mn à 0,9 tr/mn, vitesse de rotation de la roue, en transmettant une puissance de 280w. Sur le réducteur est liée directement une roue orientable pour permettre le remorquage du pivot.

On remarquera cependant que l'étude faite pour le pivot restera la même que celle d'un arrosoir linéaire, il suffit seulement de remplacer le point fixe par une tour motorisée, prévoir aussi un système de guidage linéaire et remplacer l'alimentation en eau de l'arrosoir

Cette étude devra être complétée par une :

- étude hydraulique : pompe d'alimentation, réglage du débit, conduites et leurs fixation, buses.
- étude électrique : alimentation des moteurs électriques, interrupteurs, système de contrôle et sécurité.

- Optimisation de la distribution d'un rapport de réduction élevé sur 2 réducteurs de même type.
- Etude du frottement selon le matériau de la roue et la nature du sol.

Nous espérons que les thèmes cités feront l'objet d'étude dans d'autres projets de fin d'étude dans le but d'améliorer les résultats obtenues dans ce projet. et penser à fabriquer ce type d'arrasoir dans nos usines car la rentabilité n'este indiscutable.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 * *Traité pratique et théorique des engrenages*
G. Henriot
- 2a * *Aide mémoire : Calcul en construction mécanique*
- 2b * *Aide mémoire : Conception en construction mécanique*
- Dunod -
- 3 * *Aide mémoire de résistance des matériaux*
G. Pissarenko A. Yakovlev V. Matviev - Editions Moscou -
- 4 * *Guide du dessinateur industriel*
A. Chevalier - Hachette -
5. * *Elément de construction à l'usage de l'ingénieur 3*
R. Prudhomme A.L. Toussancheu A. Kergoat - Dunod -
- 6 * *Règlement neige et vent (genie-civil)*

