



**ECOLE NORMALE SUPERIEURE POUR L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE
(E.N.S.E.T)**

**FORMATION INITIALE D'INGENIEURS FORMATEURS
DEPARTEMENT DE GENIE ELECTRIQUE & MECANIQUE**

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE



Présenté par :

Georges JAOSARA

Filière : Génie Mécanique

Enseignants Responsables : - VIAL Lucet

PROMOTION : M.I.F.A.N.A.M.P.I

Année 2004 - 2005

Année 2004

INDEX PARAMETRIQUE

PARTIE CALCULE DE COURROIE

P_1 : Puissance de nouveau moteur

P_2 : Puissance d'ancien moteur

N_1 : Vitesse de rotation nouveau moteur

N_2 : Vitesse de rotation ancien moteur

i : Rapport de transmission

D_1 : Diamètre petit poulie

D_2 : Diamètre grand poulie

V_L : Vitesse linéaire

L_d : Longueur primitive développée

L_{PS} : Longueur primitive standard

A' : Entraxe d'approche

A_{re} : Entraxe réel

P_C : Puissance corrigée

P_B : Puissance brute

n : Nombre de courroie

λ_a : Facteur d'arc d'enroulement

λ_b : Facteur d'arc de longueur

f_P : Fréquence de passage

A_m : Entraxe mesure

PARTIE CALCULE CHAINE

P_{M1} : Puissance d'ancien moteur

P_{M2} : Puissance d'ancien moteur

N_1 : Vitesse de rotation ancien moteur

N_2 : Vitesse de rotation nouveau moteur

A : Entraxe mesure

K_1 : Facteur de correction de la puissance

K_2 : Facteur de la nature de service

K_3 : Facteur de nombre de maillon

i : Rapport de transmission

P_C : Puissance corrigée

Z_1 : Nombre de dent du pignon

Z_2 : Nombre de dent de la roue

N_C : Vitesse de rotation corrigée

L_m : Longueur de la chaîne

A_m : Entraxe réel

A_r : Entraxe en maillon

A_c : Entraxe corrigé

D_1 : Diamètre primitif

D_f : Diamètre de fond de dents

D_v : Diamètre de vérification

D_{ex} : Diamètre extérieur

α : Angle de dévisions

β : Angle d'enroulement

e_d : Epaisseur de denture

a : Demi-jeu diamétral

p_{cm} : Pression maximal

v_p : Coefficient de poisson

r_1 : Rayon d'intérieur de la douille

r_2 : Rayon de l'axe de la douille

b_2 : Largeur de maillon

R' : Charge de rupture à la limite de fatigue

R : Charge de rupture

V_1 : Vitesse linéaire

F_1 : Effort utile

F' : Effort centrifuge

F : Effort total

V_{lim} : Vitesse limite

F_o : Effort de la fatigue

γ_c : coefficient de sécurité

α_a : Elongation angulaire

T : temps de fonctionnement favorable

p_s : Pression dans les articulations

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

S_w : Surface de travail

[p_s] : Pression dans les articulations admissible

F_N : Effort normal

w : Energie cinétique

ΔV_N : vitesse de propagation

F_c : Effort de déformation

L : Longueur du plat de travail

μ_f : coefficient de flexion du rouleau

σ_f : contrainte de flexion du rouleau

K_c : Le nombre de choc

CC' : Longueur de la zone de déformation

B_r : Diamètre de rouleau

P_{cp} : La pression de rupture de film d'huile

R^n : Effort tranchant chaque rouleau

Partie hydraulique

P : Puissance

Q : Débit

K : Conduite

V : Vitesse de fluide dans la conduite

D : diamètre de la conduite

ΔP : Pression perte de charge

Re : Nombre de Regnolds

p : Pression

Indice

A_s : aspiration

r_f : refoulement

r_v : réservoir

clp : conduite de limiteur de pression

f : filtre

cr : crépine

M_n : normalisée

mH : hydraulique

PARAMETRE CALCUL L'ARBRE

T_o : Tension par courroie

K_m : Masse linéique de courroie

T_{tpm} : Effort tangentiel pouliomotrice

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

f_1	: coefficient de l'état de surface
f_2	: coefficient de service pour une courroie trapézoïdal
T_2	: Effort tangentiel reçu par l'arbre
η_c	: rendement de la transmission par courroie
M_t	: Moment torsion
E	: Module de Young
ν_p	: Coefficient de Poisson
G	: Module d'élasticité transversal
I_p	: Moment quadratique polaire
ϵ	: Elongation angulaire
P_e	: Charge dynamique
C_b	: Charge dynamique de base
N_c	: Vitesse de rotation critique

REMERCIEMENTS

Je remercie le chef d'atelier et les ouvrier du société SECREN de m'avoir aidé, autorisé de travailler dans l'atelier. Je remercie infiniment Monsieur VIAL Lucet qui a proposé ce sujet pour leurs innombrables conseils techniques et directifs fructueux tout au long de l'accomplissement de ce travail.

Ensuite, ma profonde gratitude s'adresse très chaleureusement à :

- ✓ *Tout le corps enseignant de l'E.N.S.E.T.*
- ✓ *Monsieur le président de Jury et à ses membres.*

Mes vifs remerciements reviennent également :

- ✓ *A tous ceux qui ont contribué directement ou indirectement à l'élaboration du travail*
- ✓ *A tous mes amis et mes collèges.*

Je suis tout sincèrement redevable à mon père, ma mère, mes sœurs, mes tantes, mes oncles et ma grand-mère pour les soutiens moraux, spirituels et pour leurs aides financières qu'ils m'ont prodiguées.

Merci à tous

GEORGES Jaosara

INTRODUCTION

La machine est l'un des facteurs fondamentaux de l'augmentation des productions et de l'évolution économique rapide d'un pays. Vers 1945, elle a été installée dans la cave à l'atelier (BF) SECREN, une grande enrouleuse répondante aux exigences des travaux classiques. Elle est déjà vieille accusé de l'âge mais toujours opérationnelle, malgré la cave s'a été rempli d'eau que pendant la saison de pluie. Les deux anciens moteurs sont défectueux. Pour améliorer ces derniers, Monsieur VIAL Lucet a proposé ce sujet de mémoire qui porte le thème :
**MODIFICATION DES ACCOUPLEMENTS ET DES ARBRES DE TRANSMISSION
DU ROULEAU FALK DE LA SECREN.**

Le but de ce travail est de modifier l'emplacement des moteurs électriques de leur position dans la fosse en les ramenant au parquet et on ajoute le troisième moteur hydraulique pour mouvoir un rouleau principal inférieur.

Ce sujet comporte 5 parties

- Le schéma fonctionnel de l'installation
- Le dimensionnement de la transmission par chaîne et en lieu flexible des moteurs électriques
- Le dimensionnement des roulements et de lubrification appropriée
- Dessin (Ensemble et de définition)
- Le dimensionnement des organes hydrauliques

GENERALITE

Tous les mouvements de la machine sont réalisés mécaniquement et les réglages sont obtenus par la manœuvre de trois leviers très bien groupés permettant à l'opérateur de suivre aisément les opérations de cintrage. La machine est à commande électrique. Les deux moteurs tournant toujours dans le même sens, commandent les leviers de changement de marche avec les engrenages de réduction. Les deux rouleaux principaux sont commandés par un grand moteur électrique 75[cv]. Le rouleau principal supérieur est fixe en hauteur mais il peut recevoir un mouvement de basculement permettant de dégager les viroles fermées. Les deux rouleaux latéraux sont réglables en hauteur, commandés par un moteur électrique 40[cv]. Les bâtis recevant les rouleaux, les supports et les leviers de changement de marche sont fixés sur socle rigide en fers profilés assurant le parallélisme des organes.

I- SCHEMA FONCTIONNEL D'UNE MACHINE :

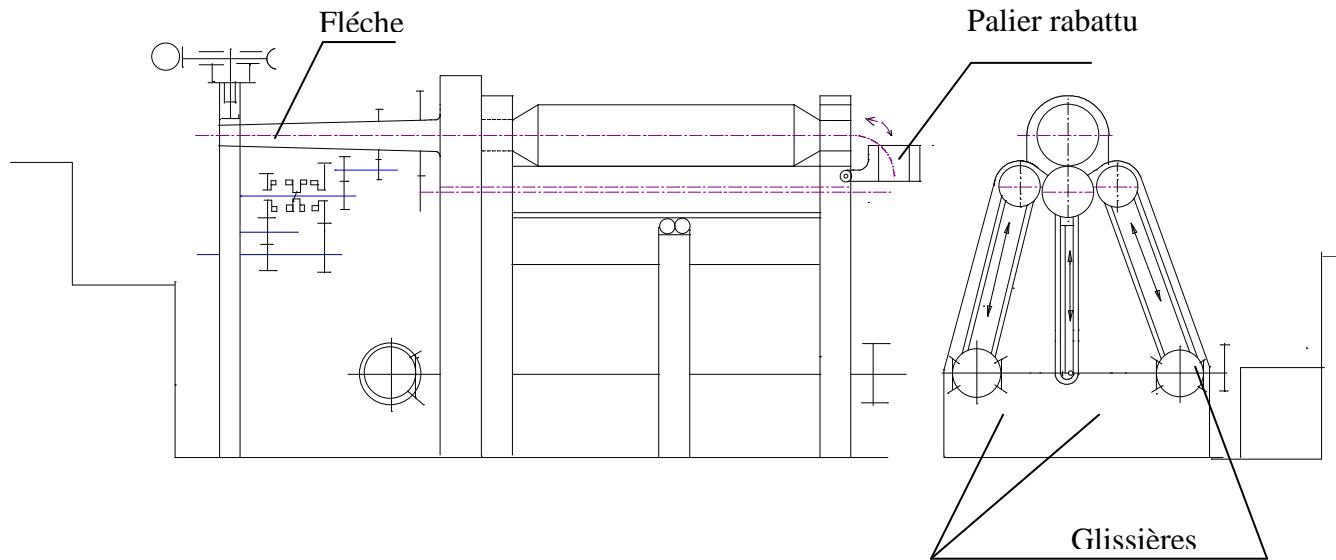


Fig 1.1 : Schéma fonctionnel d'une machine à rouleau FALK existant dans l'atelier SCREN

On a modifié le schémas fonctionnel de cette machine à rouleau FALK. Le nouvel schémas est représenté ci-dessous.

(SCHEMA FONCTIONNEL D'INSTALLATION)

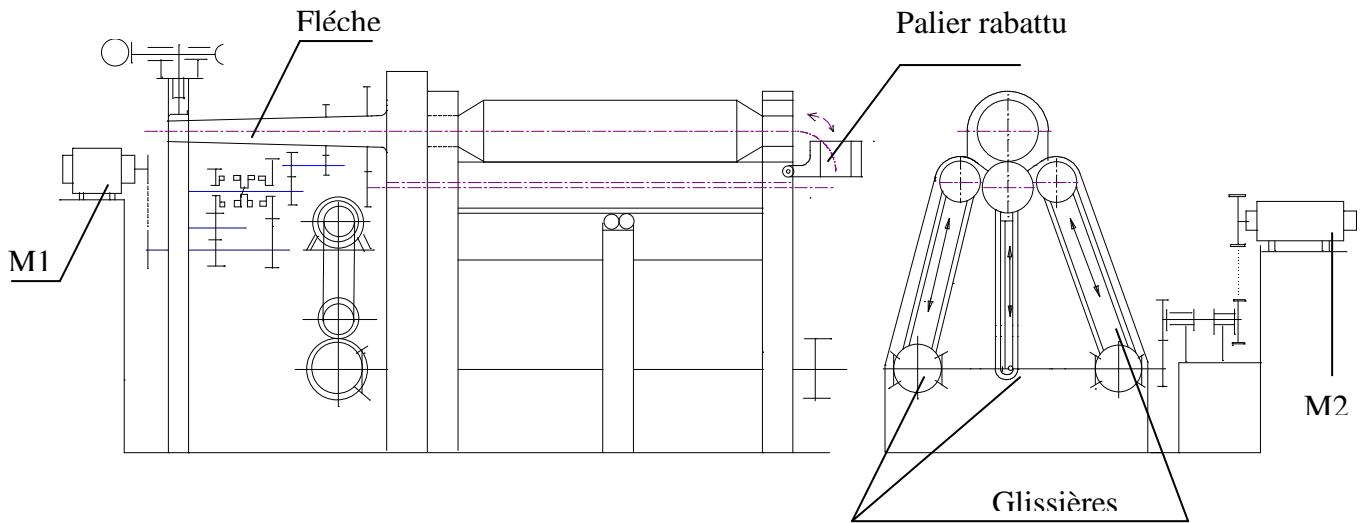


Fig 1.2 : Schéma fonctionnel après la modification de l'emplacement du moteur

I-1- ETUDE DE LA MACHINE A CINTRER FALK :

Le rouleau FALK est une machine à cintrer que possède la société SECREN car elle peut l'enrouler des tôles ayant une épaisseur atteignant 24mm sur une longueur de 6m.

Le courbage ou pliage des tôles destinées à la construction de coque des navires est une opération très délicate à réaliser mécaniquement, c'est pourquoi on a recours à l'utilisation de cette machine pour les tôles à forte épaisseur (épaisseur au-dessus de 8 mm)

Avant de parler de ses éléments constitutifs, voyons un peu son emplacement dans l'ABF (Atelier Bâtiment Fer de la société)

1-1- ELEMENTS CONSTITUTIFS DE LA CINTREUSE :

1-1-1- Le bâti :

Le bâti est en acier coulé monobloc indéformable très puissant, il offre une grande résistance aux efforts de cintrage.

1-1-2- Les rouleaux :

La cintreuse possède un grand rouleau supérieur R_s et trois rouleaux inférieurs R_i de moyenne taille. Les rouleaux sont en acier dur martin forgé très résistant à la flexion. Le rouleau supérieur est monté d'un côté sur un palier basculant et de l'autre sur un palier oscillant, l'équilibrage de ce rouleau supérieur est assuré par un dispositif vis-écrou et d'un volant V_R qu'on peut tourner manuellement.

1-1-3- Leviers de commande L_g , L_d , L_{AV-AR} :

Le mouvement de translation des rouleaux inférieurs latéraux (à gauche et à droite) peut s'effectuer simultanément ou indépendamment selon le choix de l'opération qui manipule la machine, ceux-ci sont obtenus à l'aide de deux leviers L_g et L_d commandant le déplacement de deux embrayages doubles à clapot et suivant le sens de rotation voulu du pignon conique récepteur de droite(ou gauche).

Le mouvement de rotation motrice est assuré par un seul moteur électrique M2 à couple démarrage très élevé. Quant au rouleau supérieur, de la même manière que les rouleaux latéraux, il est entraîné par un moteur électrique aussi à couple de démarrage très élevé M1 par l'intermédiaire d'une multitude de roue dentée de moyenne et de grande taille jouant le rôle de réducteur.

Le mouvement de cintre est commandé par un levier L_{AV-AR} qui active toujours un embrayage double à clapot dans l'un ou l'autre sens ainsi qu'au point mort

1-1-4- Les roues dentées :

Pour la transmission de mouvement de rotation du rouleau supérieur ainsi que le mouvement du rouleau inférieur central, la cintreuse dispose d'une vingtaine de roues dentées dont la plupart sont à denture droite et d'autre en chevron.

Pour la transmission du mouvement de montée et descente des rouleaux latéraux la cintreuse utilise une roue dentée à denture droite en contact direct avec le pignon moteur et six pignons coniques.

1-2- COMMANDE DE LA MACHINE A CINTRE :

La poste de commande est placée de cette façon et à cet endroit pour permettre à l'opérateur de mieux surveiller l'exécution de l'ordre qu'il donne à la machine. On peut trouver aussi sur les deux leviers des contacts B1 et B2 ou au-dessus de laquelle sont inscrits respectivement :

AVANT ARRIERE

et

MONTEE DESCENTE

1-2-1- Fonctionnement du rouleau FALK :

- le rouleau supérieur ne peut effectuer qu'un seul mouvement de rotation dans les deux sens autour de son axe x' x d'un petit mouvement de basculement autour de l'axe z' z '

Mouvement de basculement

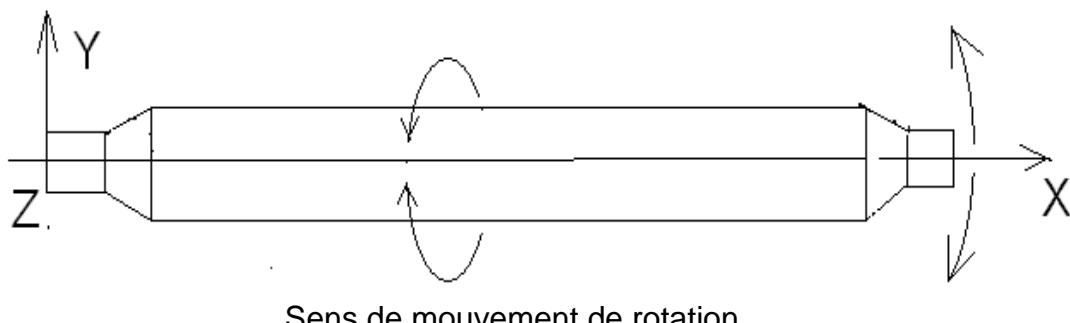


Fig 1.3 : Rouleau principal supérieur

- le rouleau inférieur central aussi effectué un mouvement de translation de haut en bas suiv l'axe y' y et d'un mouvement de rotation autour de l'axe x' x

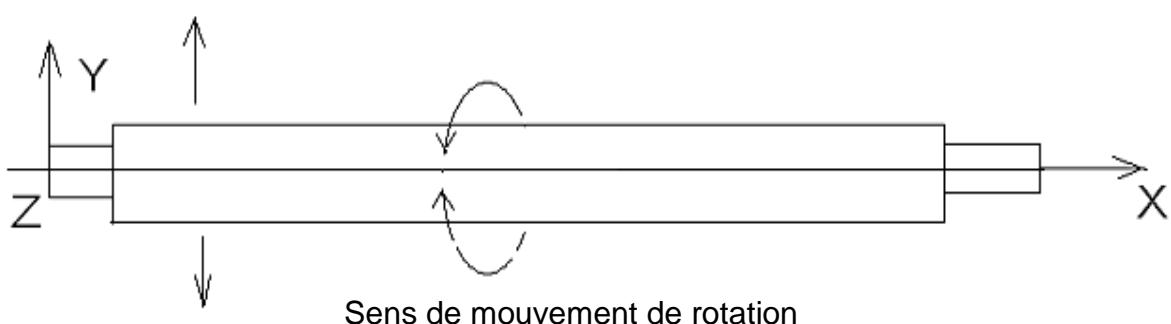


Fig 1.4 : Rouleau principal inférieur

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

Enfin, les deux latéraux peuvent effectuer deux mouvements, l'un de rotation autour de x'x et l'autre de translation mais cette fois de façon inclinée d'un angle 60° par rapport à l'axe



1-2-2- CINTRAGE

Pour faciliter le dégauchissage des tôles à leur entrée dans la machine, les deux rouleaux latéraux inférieurs (C et D) portent suivant des génératrices, de légères rainures (e) permettant d'aligner la tôle (figure1.5).

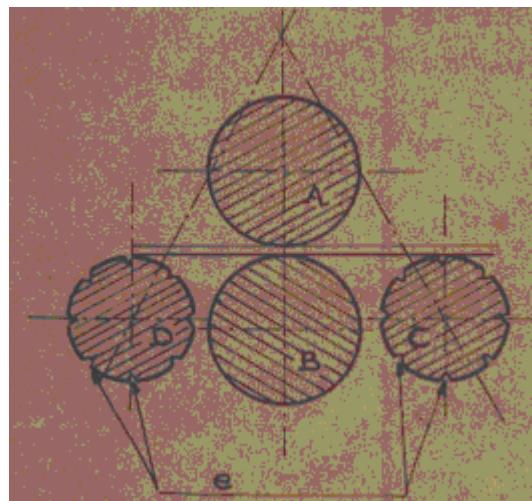


Fig 1.5 : 1^{ère} Etape de principe de dégauchissage

Pour introduire la tôle dans la machine, on descend les 3 rouleaux inférieurs (B .C.D) d'une qualité suffisante pour permettre le passage de la tôle entre eux et le rouleau supérieur A, puis on remonte le rouleau inférieur central B avec une légère pression sur la tôle, de façon à obtenir son entraînement pendant la rotation des rouleaux A et B. on ajuste sans pression, les rouleaux C et D sur la tôle de façon qu'elle soit bien horizontale.

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

On embraye le mouvement de rotation du rouleau au moyen du levier correspondant

de façon à amener le bord de la tôle approximative à l'axe comme indiqué(fig1) ; on desserre légèrement le rouleau inférieur B pour permettre de dégauchir convenablement la tôle sur une des lignes (e) la plus proche du rouleau latéral choisi.

On peut alors commence le croquage des bords ou le cintrage proprement dit suivant les travaux envisages.

1-2-3- CROQUAGE DES BORDS :

Pour obtenir de bons résultats, on doit opérer de la façon suivante :

Après dégauchissement de la tôle, on donne de la pression au rouleau inférieur B et on amène l'extrémité de la tôle au moyen de la rotation des rouleaux A et B à une distance (F) la plus petite possible de l'axe des rouleaux (fig1.6).

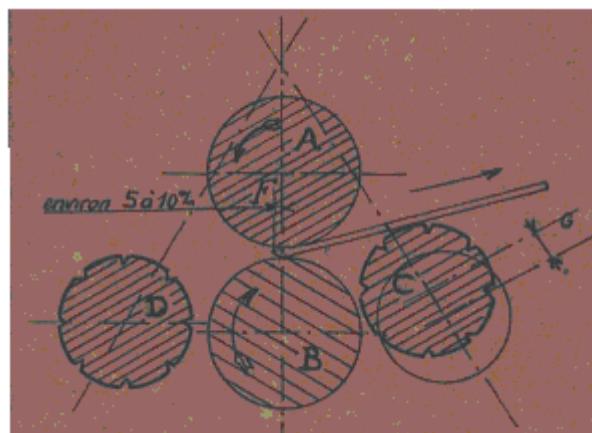


Fig 1.6 : 2^{ème} Etape de principe de dégauchissage

On monte le rouleau inférieur latéral(C)d'une petite quantité (G) de façon à amorcer un léger cintre. Aucun rouleau ne doit tourner pendant cette opération. On arrête la montée du rouleau (C) et on fait fonctionner alternativement la rotation des rouleaux suivant les flèches, dans un sens et dans l'autre (fig. 3) de deux ou trois fois en allongeant progressivement la course (H) de façon à cintrer l'extrémité de la tôle et supprimer les plats, extrême et intermédiaire (L) qui existeraient entre les rouleaux inférieurs B et C.

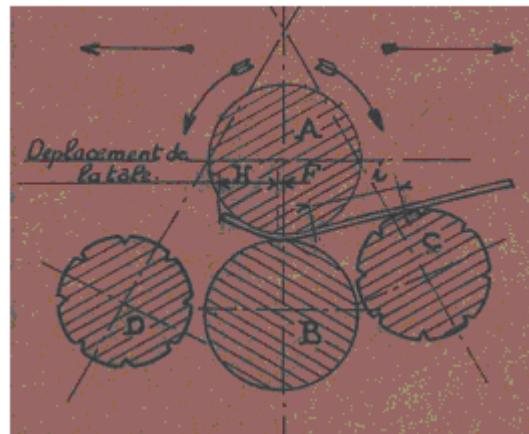


Fig 1.7 : 3^{ème} Etape de principe de dégauchissage

La course (H) est fonction de la distance i. On ramène ensuite l'extrême de la tôle à la distance (F) des centres des rouleaux et on monte à nouveau le rouleau C d'une nouvelle quantité Gde façon à prononcer davantage le cintre mais sans exagération (fig.4).

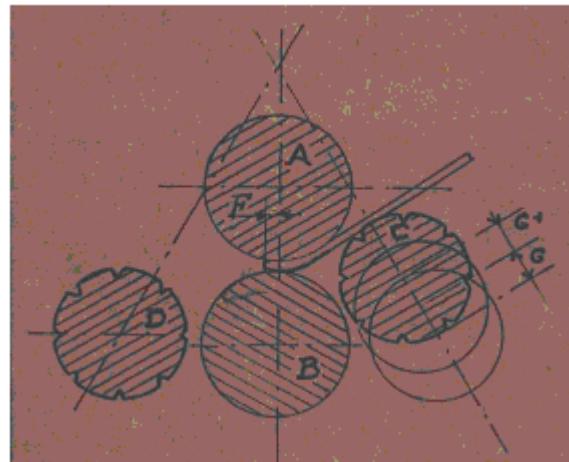


Fig 1.8 : 4^{ème} Etape de principe de dégauchissage

On opère à nouveau sur la tôle comme l'indique la figure 3 et l'on renouvelle ces opérations déjà décrites, jusqu'à ce qu'on obtienne un amorçage parfait. Le croquage nécessite une certaine habileté vite acquise, toutefois il faut opérer lentement et minutieusement et contrôler le cintre avec un calibre comme l'indique la figure 5.

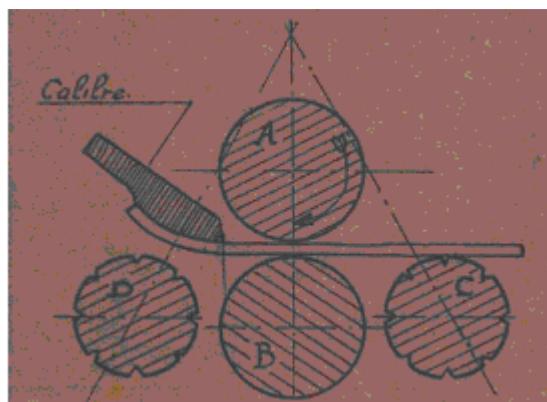


Fig 1.9 : 5^{ème} Etape de principe de dégauchissage

Le croquage du premier bord terminé, on recommencera les mêmes opérations sur la rive opposée, en ramenant la tôle par la rotation des rouleaux sur le rouleau latéral (C).

Lorsque les deux rives sont croquées, on peut commencer le cintrage proprement dit, en opérant par passes successives et toujours en arrêtant chaque bord croqué aussi près que possible de l'axe (fig. 6) afin de ne pas laisser de plat entre la partie que l'on cintre et la courbe faite au croquage.

Il est recommandé d'avoir un calibre exact 'un cintre à former. A l'approche de la finition, n'opérer qu'avec un minimum de pression et constater avec le calibre si l'on est au diamètre à réaliser.

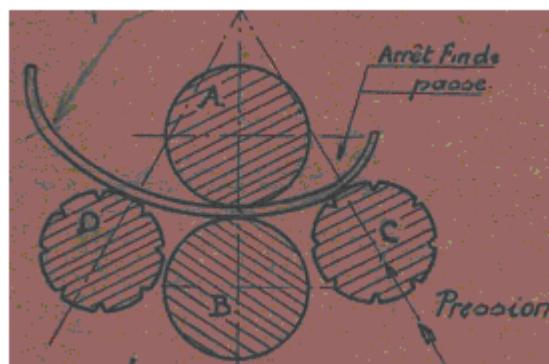


Fig 1.10 : 6^{ème} Etape de principe de dégauchissage

Le diamètre de la virole étant obtenu, faire tourner les rouleaux dans le même sens en faisant faire plusieurs tours à la virole dans les dits rouleaux de façon à faire et recevant disparaître les quelques irrégularités qui auraient pu se produire.

1-2-4- COMMANDE DE LA PRESSION DES ROULEAUX INFÉRIEURS :

Le mouvement de pression des rouleaux inférieurs c'est à dire leur réglage en

hauteur est obtenu par vis et écrou, roue et vis sans fin monté dans des bâtis, la commande indépendante de changement de marche, permettant le renversement de marche. Trois leviers sont utilisés pour réaliser tous les réglages de pression

- 1- Le levier porte une plaque indicatrice « rouleau de droite ». Le sens dans lequel il faut embrayer soit pour monter soit pour descendre le rouleau latéral D .
- 2- Le levier K avec la plaque indicatrice « Rouleau central indique les sens d'embrayage pour « monter ou descendre » le rouleur inférieur central (B).

Le levier avec la plaque indicatrice « Rouleau gauche » indique les sens d'embrayage pour « monter ou descendre » du rouleau latéral.

Pour introduire la tôle dans la machine, il faut toujours descendre les rouleaux d'une quantité supérieure à l'épaisseur de la tôle.

1-2-5- COMMANDE DE ROTATION DES ROULEAUX :

Le rouleau supérieur entraîneur reçoit le mouvement de rotation par les harnais d'engrenages de réduction et le levier de changement de marche au moyen d'embrayages à frictions métalliques permettant de reverser le sens de rotation des rouleaux.

1-3-DIPOSITIFS DE SECURITE :

1-3-1-SYSTEMES MECANIQUE :

Ils sont placés immédiatement entre la boite de changement de marche et le bâti sur les arbres commandant les vis sans fin des mouvements de montée des rouleaux inférieurs. Ils ont pour but de protéger les organes contre les fausses manœuvres lorsque l'on monte les rouleaux inférieurs contre le rouleau supérieur.

Ce dispositif comporte un plateau friction p garni de ferrodos et deux disques de frottement, appuyés par des ressorts tarés et réglables par un écrou q, le tout monté sur l'arbre de sortie de la boite.

Le plateau à friction p, muni de crans, s'emboîte dans les cannelures d'un manchon (E) solitaire de l'arbre à vis sans fin du bâti.

En cas de glissement des disques sur le plateau p ; il se produit un bruit sec et répété occasionné par le crochet à cliquet s, il est nécessaire de débrayer le levier de commande du mouvement sur la boite et de déterminer les causes d surcharge (fausse manœuvre, un des rouleaux inférieurs étant en contact avec le rouleau supérieur, grippage d'organes par suite de manque de graissage, etc.....

Exceptionnellement pour le rouleau central inférieur B, lorsque l'on serre une tôle pour le cintrage centre le rouleau supérieur, on doit toujours donner la pression, jusqu'à ce que le bruit sec et répété s'entende, et débrayer aussitôt.

Pour opérer au réglage et donner de la pression au plateau p, débloquer la vis v et resserrer l'écrou q, sans toutefois exagérer.

1-3-2- SYSTEMES ELECTROMECANIQUES :

Des « contacteurs fin de course » qui empêchent les trois rouleaux inférieurs de descendre au-delà de leur cours prévu, ces fins de course à couture, nécessairement un disjoncteur à minima.

Par ces dispositifs, on obtient un arrêt immédiat du moteur dans le cas d'une fausse manœuvre, par coupure du circuit à minima du disjoncteur de la bobine.

Dans ce cas et pour remettre le moteur en marche, on embraye le levier du mouvement considéré, en marche contraire et l'on appuie sur le contacteur de mise en marche du moteur, jusqu'à ce que le rouleau soit remonté d'environ douze millimètres.

1-4-BASCULAGE DU ROULEAU SUPERIEUR POUR SORTIR LES VIROLES :

1-4-1- FERMEES :

C'est autour du rouleau supérieur A que se forment les viroles. Un dispositif spécial comprenant un palier et un système d'équilibrage du rouleau sur son palier central permet de sortir la virole.

Lorsque la virole est terminée, on descend l'ensemble des trois rouleaux inférieurs d'environ 20mm pour dégager la tôle.

Au moyen du volant, on équilibre la partie avant du rouleau supérieur. Ensuite, on enlève l'axe à poignée du palier articulé et au moyen du cliquet à double effet, on bascule la tête articulée pour libérer l'extrémité du rouleau supérieur et permettre de sortir la virole.

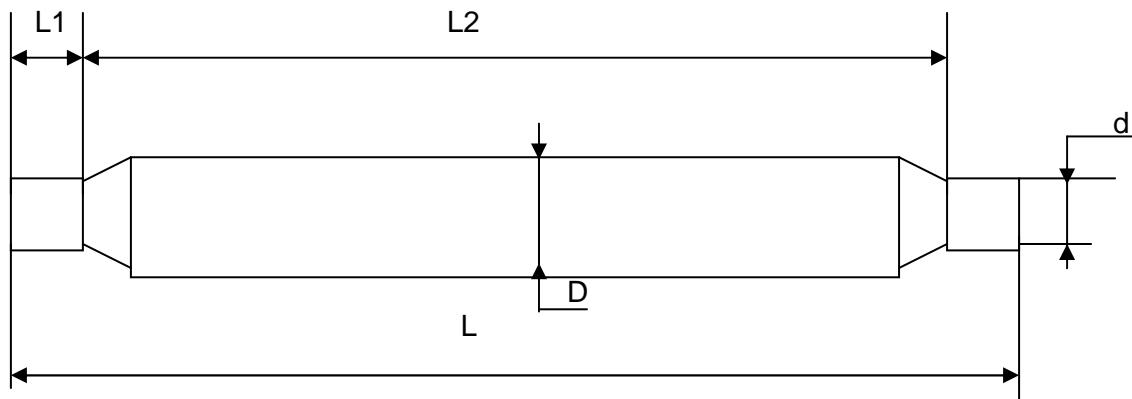
Celle-ci enlevée, on opère en sens contraire pour remettre la machine en état de fonctionner à nouveau.

Pour éviter des efforts anormaux, toujours, prendre soin de dégager le coussinet 'appui sur la queue du rouleau au moyen du volant.

1-5- Détermination des caractéristiques de la cintreuse :

1-5-1- Rouleau supérieur :

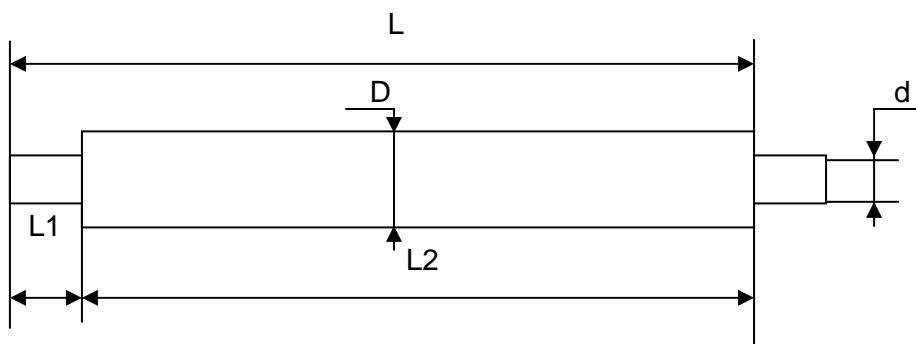
Les valeurs caractéristiques de rouleau supérieur et inférieur est représenté dans les deux tableaux ci-dessous.



N b	L[mm]	L1[mm]	L2[mm]	d[mm]	D[mm]	P[Kg]	Matière
1	7300	500	6300	420	780	24570	acier

Tableau 1.1

1-5-2- Rouleau inférieur



N b	L[mm]	L1[mm]	L2[mm]	d[mm]	D[mm]	P[Kg]	Matière
1	6900	420	6030	280	500	9765.6	acier

Tableau 1.2

1-5-3- Les roues dentées :

L'emplacement des dentées sur machine, en fait, il existe huit roues dentées cylindriques à denture droite, six coniques à denture droite, quatre à denture en chevron, un secteur denté et vis sans fin, dix roues et vis sans fin sur la cintreuse, ces roues sont déjà là et il suffit de relever leur nombre de dent, leur largeur, leur hauteur de dent, etc....

Pour pouvoir les caractériser, voici ci-dessous les caractéristiques des roues dentées et vis sans fin.

1-5-3-1- Roues dentées cylindriques droites :

Ces roues sont numérotées de 1 à 8 (et 8') ses caractéristiques sont résumées dans le tableau.

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

	1	2	3	4	5	6	7	8	8'
h [mm]	22	22	22	22	22	57	57	15	15
l [mm]	100	100	100	100	100	215	215	70	70
Z	14	15	40	136	145	39	25	80	16
α	20	20	20	20	20	20	20	20	20
D _p [mm]	140	150	400	1360	1450	975	625	640	160
D _e [mm]	160	170	420	1380	1470	1025	675	656	180
D _i [mm]	115	125	375	1335	1425	913	563	620	135
m _c	9,77	9,77	9,77	9,77	9,77	25,3	25,3	6,66	6,66
m	10	10	10	10	10	25	25	8	8
P _a	31,42	31,42	31,42	31,42	31,42	78,5	78,5	25,1	25,1
P _r	31,42	31,42	31,42	31,42	31,42	78,5	78,5	25,1	25,1

Tableau 1.3

1-5-3-2- Roues dentées coniques droites :

Ce second type de roue se trouve dans le mécanisme de monté et de descente des rouleaux latéraux, elles sont numérotées de 9 à 1

	9	10	11	12	13	14
Z	30	30	30	30	30	30
l [mm]	840	840	840	840	840	840
L [mm]	220	220	220	220	220	220
α	45	45	45	45	45	45
m _c	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3
m	10	10	10	10	10	10
D _p	300	300	300	300	300	300
D _e	314	314	314	314	314	314
tgi	0;0454	0;0454	0;0454	0;0454	0;0454	0;0454
l [q]	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6

Tableau 1.4

1-5-3-3- Roues cylindriques à denture en chevron :

On les numérote de 15 à 18

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

	15	16	17	18
z	14	121	14	100
α	20	20	30	30
H [mm]	35	35	55	55
mc	15,5	15,5	15,5	15,5
m	16	16	25	25
Pr	50,26	50,26	78,5	78,5
Pa	53,48	53,48	90,68	90,68
Dp[mm]	238	2060	404	2887
De[mm]	270	2092	454	2937
Di [mm]	198	2020	342	2825

Tableau 1.5

1-5-3-4- Secteur denté et vis sans fin :

Ils sont repérés par 19 et 20

	Vis 19	Secteur 20
z	-	25
n	1	-
α	4	4
m	9	9
Pr	28,26	28,26
ma	9	9
Po	28,32	28,32
Dp	129	225
De	147	243
Di	106,5	202,5

Tableau 1.6

1-5-3-5- Roue et vis sans fin :

Il existe dix transmissions à roue t vis fin, ceux repérés par 19' et 20' et neuf roues et vis sans fin 21 et 22 sont résumés dans le tableau

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

	Vis19'	Roue 20'	Vis 21	Roue 22
z	-	35	-	55
n	1	-	1	-
A [mm]	195	195	320	320
L [mm]	-	80	-	90
mc	7,88	7,88	9,21	9,21
m	8	8	10	10
ma	8,02	8,02	10,02	10,02
Pa	25,2	25,2	31,49	31,49
Dp[mm]	113	277	132	508
De [mm]	129	293	152	528
Di [mm]	93	257	107	483

Tableau 1.7

II- DIMENSIONNEMENT DE LA TRANSMISSION PAR LIEN FLEXIBLE :

Les transmissions par courroie (trapézoïdale ou plate) sont largement employées dans les machines agricoles.

La transmission par courroie trapézoïdale est choisie par rapport aux autres transmissions par ses qualités telles :

- La flexibilité
- La marche silencieuse
- Le montage simple et facile
- La maintenance simple
- La grande durée de vie
- Le coût de matériel d'installation et de maintenance très compétitive

2-1- CHOIX DE LA SECTION DE COURROIE :

D'après le diagramme 9 (Voir annexe), le choix de la courroie trapézoïdale de section CSE a adopté par sa capacité de transport de puissance et de vitesse élevée avec un minimum d'encombrement.

2-2- DIMENSIONNEMENT DE LA COURROIE TRAPEZOÏDALE :

2-2-1- Données initiales :

L'ancien moteur n'existe plus sur la marche car les normes ont évoluées, la SECREN s'est procuré un moteur similaire nécessitant une correction de la vitesse de rotation.

- Pour l'ancien moteur sont relevés :
 - La puissance $P_2=38[\text{cv}]$
 - La vitesse de rotation $N_2=975[\text{tr/mn}]$
- Pour le nouveau moteur sont relevés :
 - La puissance $P_2=40[\text{cv}]$
 - La vitesse de rotation $N_2=1000[\text{tr/mn}]$
 - L'entraxe mesure est $A_m=800[\text{mm}]$

En fait, à cette vitesse, les courroies industrielles enveloppées classique de section large S84, ne peut pas être utilisé, sans être cramée d'où la nécessité d'emploi des courroies industrielles sans enveloppe de section étroite CSE, qui ont les caractéristiques suivantes [tableau 9](Voir annexe) :

- Limite supérieure de la vitesse linéaire $45[\text{m/s}]$,
- Diamètre minimal d'enroulement $56[\text{mm}]$,
- Coefficient de la masse linéique $0.08[\text{kg/m}]$.

2-2-2- Détermination de diamètre des poulies :

2-2-2-1- Rapport de transmission :

$$i = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.1)$$

$$i = 1.025$$

2-2-2-2- Couple des poulies de transmission :

L'entraxe nécessite la vérification de la relation de compatibilité

$$0.7(D_1 + D_2) < A_m < 2(D_1 + D_2)$$

Vu la puissance du moteur d'entraînement, et la vitesse imposée du récepteur, le diagramme (9) nous indique le choix de la courroie type CSE et de section SPBX, la plus adaptée à ce genre de sollicitation.

Nous avons ici un réducteur de vitesse de rapport 1.025, en prenant la petite poulie motrice.

Comme $i=1.025$ n'est pas standard. On est amené à vérifier les erreurs commises en prenant les rapports de transmission i standard plus proches.

Pour $i=1.06$ normalisée, on vérifie la vitesse de rotation et l'erreur relative commise.

$$\frac{N_1}{N_2} = 1.06$$

$$N_2 = \frac{N_1}{1.06} = 943.4[\text{tr/mn}]$$

L'erreur relative de vitesse pour $i=1.06$ est obtenue par

$$100 \frac{N_1 - N_2}{N_2} \quad (2.2)$$

$$\Rightarrow 100 \frac{1000 - 943.4}{943.4}$$

$$100 \frac{1000 - 943.4}{943.4} = 6\%$$

Pour $i=1$ normalisée :

L'erreur relative de vitesse si $i=1$, $N_2=N_2''=975[\text{tr/mn}]$

$$100 \frac{N_1 - N_2''}{N_2''} = 100 \frac{1000 - 975}{975} = 2.56\%$$

Celle qui donne le meilleur résultat

Conclusion

L'erreur relative résultat de l'emploi des poulies de même diamètre est de 2.56%. Elle est inférieure à celle qui emploie des poulies de rapport de transmission normalisée le plus proche de 1.06, de 6%. Pour la transmission par courroie du moteur, les poulies utilisées sont de même diamètre et le rapport de transmission $i=1$.

A partir ce rapport de transmission $i=1$, on choisit le couple $\begin{pmatrix} 250 \\ 250 \end{pmatrix}$, et on vérifie la compatibilité avec la relation suivante

$$0.7(D_1 + D_2) < A_m < 2(D_1 + D_2) \text{ pour } D_1=D_2 \text{ on a :}$$

$$350[\text{mm}] < 800[\text{mm}] < 1000[\text{mm}]$$

Donc la relation de compatibilité de l'entraxe est vérifiée.

2-3- VITESSE LINEAIRE :

La vitesse linéaire est donnée par la formule :

$$V_1 = \pi D_1 N_1 \quad (2.3)$$

$$V_1 = \pi * 250[\text{mm}] 10^{-3} * \frac{100}{60} [\text{s}^{-1}]$$

$$V_1 = 13.10[\text{m/s}] < 45[\text{m/s}]$$

La condition que nous avons entamé ci-dessus est bien vérifiée donc la vitesse linéaire est admissible .

2-4- LA LONGUEUR PRIMITIVE DEVELOPPEE REELLE :

Elle est trouvée par la formule :

$$L_d = 2A_m + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4A_m} \quad \text{Pour } D_1=D_2 \quad (2.4)$$

$$\text{On a} \quad L_d = 2A_m + \pi D_1$$

$$L_d = 2 * 800[\text{mm}] + 250\pi[\text{mm}]$$

$$\text{D'où} \quad L_d = 2385.4[\text{mm}]$$

A partir de ce résultat, on choisit la valeur normalisée $L_{ps} = 2500[\text{mm}]$ (Par tableau à l'Annexe)

2-5- L'ENTRAXE REELLE :

L'entraxe approché est donné par la relation :

$$A' = \frac{L_{ps} - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2)}{2} \quad \text{pour} \quad D_1 = D_2 \quad (2.5)$$

$$A' = \frac{L_{ps} - \pi D_1}{2} \quad (2.6)$$

donc on a :

$$A' = \frac{2500[\text{mm}] - 250\pi[\text{mm}]}{2} \quad A' = 857.30[\text{mm}]$$

Pour trouver l'entraxe réel on calcule par la formule :

$$A_{re} = A' - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * 2A'} \quad \text{avec} \quad D_1 = D_2 \quad (2.7)$$

On a

$$A_{re} = A' = 857.30[\text{mm}]$$

Il est nécessaire de faire une chambrage sur le massif béton armé existent de hauteur :

$$800[\text{mm}] - 857.30[\text{mm}] = 42.70[\text{mm}]$$

2-6- FACTEUR D'ARC D'ENROULEMENT :

A partir du relation ci-dessous :

$$\frac{D_1 - D_2}{A_{re}} = 0 \quad (2.8)$$

On trouve $\alpha = 180^\circ$ et $\lambda_a = 1$ par l'utilisation du tableau 42 (Voir l'annexe)

2-7- FACTEUR DE LONGUEUR :

D'après tableau 48 (voir l'annexe), pour la valeur de longueur de la courroie $L_{ps} = 2500[\text{mm}]$ on trouve $\lambda_b = 0.97$.

2-8- PUISSANCE CORRIGEE OU EFFECTIVE :

En principe cette enrouleuse est une machine à couple variable de symbole V est le travail 8h/j. Elle possède une forte couple de démarrage avec possibilité d'inversion de sens $K_p = 1.32$ (Par utilisation du tableau 28 dans l'annexe).

$$P_E = P_c = K_p * P_1 \quad (2.9)$$

$$P_c = 1.32 * 29.4[Kw]$$

$$P_c = 38.81[Kw]$$

2-9- PUISSANCE BRUTE :

La valeur exacte de la puissance brute pour le rapport de transmission $i = 1 < 1,06$, vitesse de rotation du moteur $N_1 = 1000[\text{tr/mn}]$ et la diamètre de la poulie motrice $D_1 = 250[\text{mm}]$ n'existe pas, mais il suffit de prendre la valeur moyenne de la puissance brute entre la puissance à la vitesse de rotation $970[\text{tr/mn}]$ et $1165[\text{tr/mn}]$ (par tableau en Annexe), c'est à dire la puissance P_b à la vitesse $970[\text{tr/mn}]$ égale à $15,4[\text{kw}]$ et celle du $1165[\text{tr/mn}]$ est $18,2[\text{kw}]$, donc on a :

$$15,4[\text{kw}] < P_b < 18,2[\text{kw}]$$

$$P_b = 15.4[\text{Kw}] + (18.2 - 15.4)[\text{Kw}] \frac{(1000 - 970)[\text{tr / mn}]}{(1165 - 970)[\text{tr / mn}]} \quad (2.10)$$

$$P_b = 15.63[\text{Kw}]$$

2-10- Nombre de courroie :

$$n = \frac{P_c}{P_b \lambda_a \lambda_b} \quad (2.11)$$

$$n = \frac{38.81[\text{Kw}]}{15.63[\text{Kw}] * 1 * 0.97}$$

$$n = 2.56$$

On prend $n = 3 < 6$ la durée de vie de la courroie est maximale est de **24000[h]**

Désignation standard :

De la courroie trapézoïde **3CSE SPBX 2500**
De la poulie **3SPBX250**

2-11- FREQUENCE DE PASSAGES :

$$f_p = \frac{V_L}{L_{ps}} \quad (2.12)$$

$$f_p = 5.24[1/\text{s}] < 8[1/\text{s}]$$

Conclusion

La condition de la courroie **3CSE SPBX 2500** sur la fréquence de passages est vérifiée.

Les conditions de résistance de la courroie sont :

- Le choix des diamètres des poulies ;
- La vitesse linéaire ;
- La fréquence
- La durée

Toutes ces conditions sont vérifiées.

La tenue des courroies pour les **24000[h]** est garantie.

III- DIMENSIONNEMENT DE LA TRANSMISSION PAR CHAINE :

Les paramètres donnés sont les suivants :

Pour l'ancien moteur

$$P_3=75[\text{cv}]$$

$$N_3=590[\text{tr/mn}]$$

Pour le nouveau moteur

$$P_4=75[\text{cv}]$$

$$N_4=1000[\text{tr/mn}]$$

$$A_{m2}=900[\text{mm}]$$

3-1- NOMBRE DE BRINS :

On choisit une chaîne biplex, déterminons les facteurs de correction de la puissance par :

- Nombre de brins avec $K_1=0.432$ pour 3 brins [tableau 3]
- La nature de service pour $K_2=1.38$ [tableau 4]. La transmission est de groupe C, celle où les charges sont irrégulières sans gros à coups.
- Le nombre de maillons [tableau 5] pour une longueur de la chaîne en maillon compris entre 60 à 80 (à vérifier).

3-2- LE RAPPORT DE TRANSMISSION :

Le rapport de transmission est trouvé par le rapport entre la valeur de la vitesse de rotation de nouveau moteur et la valeur de la vitesse de rotation de l'ancien moteur.

$$i_c = \frac{N_4}{N_3} \quad (3.1)$$

$$i_c = \frac{750[\text{tr/mn}]}{590[\text{tr/mn}]}$$

$$i_c = 1.27$$

Le rapport de transmission obtenu ici n'est pas normalisé, donc on prend la valeur approche égale à 1.266 [Par le tableau 2 de l'annexe], d'où le nombre des dents du pignon et de roue est égal à $Z_1=15$ et $Z_2=19$.

3-3- LA PUISSANCE CORRIGEE :

$$P_c = \frac{19P_M}{Z_1} K_1 * K_2 * K_3 \quad (3.2)$$

$$P_c = \frac{19 * 55.13 [Kw]}{15} * 0.43 * 1.38 * 1.5$$

$P_c = 62.157$ [kw] vérifions alors l'expression $P_c < [P_c]$

La vitesse de rotation corrigée :

$$N_{3c} = \frac{N_4}{i_c} \quad (3.3)$$

$N_{3C} = 592$ [tr/mn] on prend 600 [tr/mn], $[P_c] = 78500$ [w]

d'où 62157 [w] < 78500 [w] pour la chaîne de classe I et un pas de 38.1 [mm]

Conclusion

La relation de puissance admissible est vérifiée.

3-5- DESIGNATION STANDARDS ISO DE LA CHAINE :

La désignation standards ISO de la chaîne est 24 B 3 I L_m.

3-6-LONGUEUR DE LA CHAINE EXPRIME EN MAILLONS :

$$L_m = 2d_1 + \frac{Z_1 + Z_2}{17} + \frac{c}{d_1} \quad (3.4)$$

$$\text{avec } d_1 = \frac{A_{m2}}{\text{pas}} , c = \frac{Z_1 - Z_2}{2\pi} \quad (3.5), (3.6)$$

$$L_m = 64.24 \text{ maillons}$$

On prend 66 maillons

Vérification de K₃ : La relation 66 maillons ε [60-80] est vérifiée donc K₃=1.5

3-7- ENTRAXE EN MAILLONS :

La formule de l'entraxe en maillons est :

$$A_{m'} = \frac{L_m}{4} - \frac{1}{8}[Z_1 + Z_2] + \sqrt{\left[\frac{L_m}{4} - \frac{1}{8}[Z_1 + Z_2]\right]^2 - \frac{1}{2}[Z_1 - Z_2]^2} \quad (3.7)$$

$A_m = 32.99$ maillons. Cette valeur doit être paire

On prend $A_m = 34$ maillons

3-8- ENTRAXE REEL :

$$A_r = A_m * pas \quad (3.8)$$

$$A_r = 1295.4[mm]$$

3-9- ENTRAXE CORRIGE :

$$A_c = A_r - 1.2 * pas \quad (3.9)$$

$$A_c = 1249.68[mm]$$

L'entraxe favorable est donné par la relation :

$$30 \text{ pas} < A < 50 \text{ pas}$$

$$1143[mm] < 1295,4[mm] < 1905[mm]$$

CONCLUSION

La valeur de l'entraxe calculée $A_r = 1255,4$ est favorable à la transmission.

3-9- Caractéristique mécanique de la chaîne à rouleaux

24 B 3 I 66

24 : numéro de la référence

B : symbole des types de la chaîne BRAMPTION

3 : nombre de brin

I : classe de résistance de la chaîne

66 : longueur en maillon de la chaîne

Diamètre de rouleaux B_r [mm]	Pas [mm]	Largeur entre plaques intér C_l [mm]	Pas transversal E_p [mm]	Surface de travail nom S_w [mm^2]	Charge de rupture R_c [daN]	Poids au mètre P_m [kg/m]
25.40	38.1	25.40	48.36	1658	30674	20.75

Tableau 3.1

3-10- VITESSE LINEAIRE DE LA CHAINE DE CLASSE I :

$$V_1 = \pi 183,25 \cdot \frac{750[\text{tr} / \text{s}]}{60} \quad (3.10)$$

$$V = 71962,21[\text{mm} / \text{s}] \quad V = 7,2[\text{m} / \text{s}] < 16[\text{m} / \text{s}] \text{ tab[15]}$$

Conclusion

La vitesse linéaire $V=7,2 \text{ m / s}$ est admissible.

3-11- EFFORT UTILE :

$$F_1 = \frac{P_{m1}}{V_1} = \frac{55,13 \cdot 10^3[W]}{7,2} \quad (3.11)$$

$$F_1 = 7656,94[N]$$

3-12- EFFORT DU A LA FORCE CENTRIFUGE :

$$F'_1 = m_1 V_1^2 \quad (3.12)$$

$$F'_1 = 20,75[\text{Kg} / \text{m}] (7,2[\text{m} / \text{s}])^2$$

$$F'_1 = 1075,68[N]$$

3-13- EFFORT TOTAL DANS LE BRIN TENDU :

La transmission étant verticale, donc il n'y a pas de flèche et il ne devrait y avoir de brin mou. Alors que l'effort caténaire est égal zéro. L'effort total dans le brin tendu est la somme de l'effort utile et de l'effort du à la force centrifuge.

$$F = F_1 + F'_1 \quad (3.13)$$

$$F = 8732,62 (\text{N}).$$

3-14- COEFFICIENT DE SECURITE DE LA CHAINE A LA RUPTURE :

$$V_c = \frac{R}{F} \quad (3.14)$$

Avec R= charge de rupture en (N)
F= effort total dans le brin tendu (N)

$$V_c = \frac{306740[N]}{8732,62}$$

$$V_c = 35,13 > 10 \text{ pour } V_1 < \frac{V_{\lim}}{2}$$

3-15- VITESSE LIMITE :

$$V_{\lim} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{R}{m_i}} \quad (3.15)$$

$$V_{\lim} = \sqrt{\frac{306740}{20,75}}$$

$$V_{\lim} = 60,79[m/s]$$

$$\frac{V_{\lim}}{2} = 30,40[m/s]$$

$$V_1 = 7,2[m/s] < \frac{V_{\lim}}{2} = 30,40[m/s]$$

Conclusion

Le coefficient de sécurité trouvé est supérieur à 10 et la vitesse linéaire de la chaîne est inférieure à la vitesse limite sur deux. D'où la sécurité de la chaîne à la rupture pour traction répétée est largement suffisante.

3-16- FATIGUE DE LA CHAINE A LA TRACTION :

La limite de fatigue F_0 vaut

$$F_0 = 0,25.R \quad (3.16)$$

$$F_0 = 0,25 \cdot 3067405[N]$$

$$F_0 = 76685[N]$$

On devrait avoir $F < F_0$
 $8732,62[N] < 76685[N]$ la condition est remplie.

3-17- ELONGATION ANGULAIRE :

$$\alpha_a = N_1 T \quad (3.17)$$

T= temps de fonctionnement favorable

$$\alpha = 750[\text{tr/mn}] \cdot 15000[\text{h}] \cdot 60[\text{mn}]$$

$$\alpha_{ch} = 6,75 \cdot 10^8 [\text{tr}]$$

La courbe de wohlehr (courbe1), montre que la tenue de la chaîne à la fatigue par la traction répétée est admissible car :

$F < F_0$ pour $6,75 \cdot 10^8 [\text{tr}]$ cycles et pour $F = 8732,62 [\text{N}] = 8,73 [\text{KN}]$ et $\alpha = 6,75 \cdot 10^8 [\text{tr}]$.

La chaîne se trouve dans la zone incassable.

.3-18- PRESSION DANS LES ARTICULATIONS :

$$P_s = \frac{F}{S_w} \quad (3.18)$$

S_w : surface de travail

$$P_s = \frac{8732,62}{1658} = 5,27 [\text{N/mm}^2]$$

[Tableau 8] donne $P_s = P_2$ [pas, vitesse]

A la vitesse $750[\text{tr/mn}]$

Pour pas $\epsilon \in [38,1 ; 31,75] [\text{mn}]$

$700[\text{tr/mn}] < 750[\text{tr/mn}] < 800[\text{tr/mn}]$

$17,2[\text{N/mm}^2] < [P_s] < 16,60\text{N/mm}^2$

$$P_s = 17,2[\text{N/mm}^2] \cdot \frac{750 - 700}{800 - 700} (16,2 - 17,2) [\text{N/mm}^2]$$

$$[P_s] = 16,9[\text{tr/mm}^2]$$

Conclusion

Comme $P_s < [P_s]$, la pression dans les maillons est admissible la tenue de la chaîne à la fatigue pour traction répétée est admissible.

3-19- TENUE DE LA CHAINE AU CHOC :

3-19-1 Effort normal plan de denture :

$$F_N = F \cos\left(\frac{2\pi}{Z_1} + \gamma\right) \text{ avec } \gamma = \frac{\pi}{6} - \frac{\pi}{Z_1} \quad (3.19)$$

$$F_N = F \cos\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{Z_1}\right)$$

$$F_N = 8732,62 [\text{N}] \cos\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{15}\right)$$

$$F_N = 8731,91 [\text{N}]$$

3-19-2- Energie cinétique :

$$W = \frac{1}{2} m_2 \Delta V_N^2$$

$$m_2 = pas \times m_1$$

avec m_2 :masse du maillon [Kg]

(3.20)

$$m_2=79.10^{-2}[\text{Kg}]$$

$$\Delta V_N = 1,25\omega * pas.\sin\left(\frac{\pi}{Z_1} + \frac{\pi}{9}\right) \quad (3.21)$$

$$\omega=2\pi N_2$$

3-19-3- Effort de déformation par cinétique :

$$F_C = \frac{W}{\Delta L} \quad (3.22)$$

On admet que $[\Delta L]=5/100[\text{mm}]$ comme limite de déformation élastique du rouleau pour une contrainte à la charge de rupture $1200[\text{N/mm}^2]$ à $1300[\text{N/mm}^2]$

$$F_C = \frac{1,42.10^{-3[J]}}{\frac{5}{100}} = 2,84.10^{-2}[N]$$

3-19-4-Moment de flexion de rouleau à l'endroit de la percussion :

Longueur du plat de travail

$$L = \frac{S_w}{K_1 \pi B_r} \quad (3.23)$$

$$L = \frac{1658}{3 \cdot \pi \cdot 25,40} = 6,23[\text{mm}]$$

3-19-5- Effort total de déformation :

$$F_{td} = F_C + F_N \quad (3.24)$$

$$F_{td} = 8731,94[N]$$

3-19-6- Contrainte de flexion du rouleau au moment du choc :

$$\mu_f = \frac{F_{td} \cdot L}{4} \quad (3.25)$$

$$\mu_f = 315,01[N.mm]$$

On assimile le rouleau à une poutre droite de largeur

$B_1=25,40[\text{mm}]$ et d'épaisseur e avec

$$e = \frac{(d_1 - d_3)}{4}$$

$$h = e = \frac{(25,40 - 15,68)}{4} = 2,68[\text{mm}] \quad (3.26)$$

3-19-6 -1 - Moment de résistance à la flexion :

$$W_f = \frac{\pi}{e/2} = \frac{b_1 h^3}{12 \cdot h/2} = \frac{b_1 h^2}{6}$$

$$W_f = \frac{25,4 \times ((2,68)^2)}{6} [\text{mm}]^3 = 30,41 [\text{mm}]^3 \quad (3.27)$$

3-19-6 -2 - Contrainte de flexion :

$$\tau_f = \frac{\mu_f}{W_f} = \frac{315,01[\text{N.mm}]}{30,41[\text{mm}]^3}$$

$$\tau_f = 10,36[\text{N/mm}^2]$$

(3.28)

Pour un acier de rouleau traité la contrainte de rupture vaut 1200 à 1300 [tr/mm^2]

3-19-6-3- Contrainte dans le rouleau au moment du choc :

$$v_f = \frac{\sigma_f}{[\sigma_f]}$$

$$v_f = \frac{10,36[\text{N/mm}^2]}{1200[\text{N/mm}^2]} = 8,63 \cdot 10^{-3} \quad (3.29)$$

Conclusion

$$\sigma_f < [\sigma_f]$$

$$10,36[\text{N/mm}^2] < 1200[\text{N/mm}^2]$$

Le contrainte de flexion du rouleau est admissible.

3-19-7- Nombre du choc supporté par chaque rouleau de la chaîne :

$$K_c = \frac{\alpha Z_1}{L_m}$$

$$K_c = \frac{6,75 \cdot 10^8 \times 10}{66} = 1,53 \cdot 10^8 \quad (3.30)$$

Choc à chaque point de la périphérie du rouleau

3-19-7-1-Longueur de la zone de déformation :

$$t = CC' = \sqrt{\left(\frac{B_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{B_r}{2} - AB\right)^2} \quad (3.31)$$

$$AB = \frac{5}{100} = \text{limite déformation élastique du rouleau}$$

$$t = cc' = 2\sqrt{\left(\frac{25,4}{2}\right)^2 + \left(\frac{25,4}{2} - 2 \times \frac{5}{100}\right)^2}$$

$$t = 35,78[\text{mm}]$$

$$k_{cm} = \frac{K_c cc'}{\pi B_r}$$

$$K_{cm} = 6.87 * 10^7$$

(3.32)

Le rapport entre choc supporté par chaque rouleau de la chaîne pour le nombre de chaque point de la périphérie rouleau est :

$$\xi = \frac{K_e}{K_{cm}} \quad \xi = 2,23 < 100 \text{ admissible} \quad (3.33)$$

Entre rigueur la contrainte de choc dans le rouleau ne devrait pas dépasser de la contrainte de rupture minimale

$$\sigma < \frac{[\sigma_L]}{2} \quad 10,36[N \setminus \text{mm}^2] < \frac{1200}{2}[N \setminus \text{mm}^2]$$

$$10,36[N \setminus \text{mm}^2] < 600[N \setminus \text{mm}^2]$$

Conclusion

La tenue des rouleaux au choc est admissible

3-19-7-2- Tenue de la chaîne :

Appliquons la théorie de Hertz pour le calcul de déformation de la douille par l'axe de la douille chargée

Considérons : r_1 = le rayon intérieur de la douille ;
 r_2 = le rayon de l'axe de la d'ouille ;
 a = demi-jeu diamétral de la douille-axe.

$$\left(a = \frac{D_1 - D_2}{2}, a = r_1 - r_2 \right)$$

La distribution des pressions dans le plan perpendiculaire à l'axe est une demi-ellipse de petit axe $2b$

La charge par unité de longueur vaut Q

La pression maximale se trouve au centre de l'ellipse le long de la génératrice d'appui de valeur

$$P_{cm} = \frac{2Q}{\pi b} \quad (3.34)$$

La douille et l'axe sont en acier de $\gamma_p=0,3$ (coefficient de poisson)

3-19-8- Demi-longueur :

De la déformation de la douille pour $r_o = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 - r_2}$

$$b = \sqrt{\frac{8(Qr_o)}{E}} \frac{\sqrt{1-v^2_p}}{\pi} \quad (3.35)$$

$$b = \frac{\sqrt{8(1-v^2_p)}}{\pi}, \sqrt{\frac{Q \cdot r_1 \cdot r_2}{E(r_1 - r_2)}} \text{ avec } vp = 0,3$$

$$b = 1,52 \frac{\sqrt{Q \cdot r_1 \cdot r_2}}{E(r_1 - r_2)}$$

$$b = 1,52 \sqrt{r_1 \cdot r_2} \cdot \sqrt{\frac{Q}{Ea}}$$

$$b = k_o \sqrt{r_1 r_2} \text{ pour } ko = 1,52 \sqrt{\frac{Q}{Ea}}$$

le demi-jeu diamétral de douille-axe vaut

$$a = \left[\frac{1,52}{k_o} \right]^2 \frac{Q}{E} \quad (3.36)$$

Dans la pratique $ko = \frac{1}{4}$ D'où $a = \frac{(1,52 \times 4)}{2,1 \cdot 10^5 [N \cdot mm^2]} Q$

$$a = 17,6 \cdot 10^{-5} \frac{Q}{l [N \cdot mm]}$$

la charge de rupture à la limite de fatigue vaut

$$R' = \frac{R}{4} = F_o, \quad R' = \frac{306740 [N]}{4}$$

$$R' = 76685 [N]$$

Expression de la charge par unité de longueur q de l'axe sur la douille

$$Q = \frac{F_o}{b_2} \quad b_2 = 37,92 [mm] \text{ Tableau 13 : la largeur du maillon (douillons)}$$

(3.37)

$$Q = \frac{76685 [N]}{37,92 [mm]}$$

$$Q = 2022,28 [N \cdot mm]$$

3-19-9- Demi-diamétral de la douille axe :

$$a = 17,6 \cdot 10^{-5} Q / [N \cdot mm^2]$$

$$a = 17,6 \cdot 10^{-5} \times 2022,28 [N/mm] / [N/mm^2]$$

$$a = 0,36 [mm]$$

Jeu diamétral

$$j=2a \quad j=0,72$$

3-19-10- Vérification de l'axe du rouleau de la chaîne en acier allié cémenté :

$$d \geq \frac{1}{\sqrt{\frac{1-\nu_p^2}{8\pi} p_c}} \cdot \sqrt{\frac{E F_0 \cdot a}{b_2}}$$

$p_c = 350 [N/mm^2]$ est la pression de rupture de film d'huile au repos

$$d \geq 4,34 [mm]$$

$$d = 5 [mm] < [d] = 14,63 [mm]$$

Conclusion

le diamètre de l'axe du rouleau de la chaîne est admissible

3-20 - TENUE DE L 'AXE DES ROULEAUX AUX TRAVAUX DE RUPTURE :

$[d] = 14,63 [mm]$ supporte largement la charge de rupture $306740 [N]$

Dans le cas constraint, il faut changer la chaîne comme l'axe usiné en acier cémenté de taux

de travail à la rupture vaut $1000 [N/mm^2]$.

A la rupture l'acier au nickel

Soit 10NC6 0 ; 10% de carbone ; 1,5% de nickel ; trace de chrome et contrainte à la charge d'rupture $R_E [830 ; 1180] [N/mm^2]$

3-20-1- La contrainte de cisaillement admissible :

$$[\tau_c]_{10NC6} = 0,6R \quad (3.39)$$

$$[\tau_c]_{10NC6} = 600 [N/mm^2]$$

3-20-2- Effort tranchant chaque rouleau :

$$R'' = 2 S_r \cdot [\tau_c] \quad (3.40)$$

$$= 2 \frac{\pi d^3}{4} [\tau_c]$$

$$= 2 \frac{\pi \cdot (14,63 [mm])^3}{4} \cdot 600 [N/mm^2]$$

$$R'' = 201725,02 [N]$$

Conclusion

$$201725,02[N] < 306740[N]$$

La tenue des rouleaux à la force de rupture par cisaillement est admissible

3-21 - PARAMETRE DE TAILLAGE :

Soient :

Indice 5 est pour le pignon

Indice 6 est pour la roue

Nombre de dents

$$Z_5=15$$

Diamètre primitif

$$D_5 = \frac{Pas}{\sin[\frac{180^\circ}{Z_5}]}$$

(3.41)

$$D_5=183.25[\text{mm}]$$

Diamètres de fond de dents

$$D_{f5} = D_5 - B_r \quad (3.42)$$

$$D_{f5}=157.85[\text{mm}]$$

Diamètre de vérification

$$D_{v5} = \frac{1}{2} \left[\frac{Pas}{\sin[\frac{180^\circ}{2Z_5}]} \right] + B_r \quad (3.43)$$

$$D_{v5}=194.95[\text{mm}]$$

Diamètre extérieur

$$D_{ex5} = Pas \left[0.6 + \frac{1}{\tan \left[\frac{180^\circ}{Z_5} \right]} \right] \quad (3.44)$$

$$D_{ex5} = 202.11[\text{mm}]$$

Angle de division

$$\alpha_5 = \frac{360^\circ}{Z_5}$$

$$\alpha_5 = 24[\text{°}]$$

Angle d'enroulement

$$\beta_5 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_5 - D_6}{2A_c} \right] \quad (3.45)$$

$$\beta_5 = 182.21[\text{°}] > 120[\text{°}] \text{ pour pignon } Z_1 > 27$$

A_c : entraxe corrigé

Roue

nombre de dents

$$Z_6 = 19$$

Diamètre primitif

$$D_6 = \frac{Pas}{\sin \left[\frac{180^\circ}{Z_6} \right]}$$

$$D_6 = 231.48[\text{mm}]$$

Diamètres de fond de dents

$$D_{f6} = D_6 - B_r$$

$$D_{f6} = 206.08[\text{mm}]$$

Diamètre de vérification

$$D_{v6} = \frac{1}{2} \left[\frac{Pas}{\sin[\frac{180^\circ}{2Z_6}]} \right] + B_r$$

$$D_{v6} = 243.49 [\text{mm}]$$

Diamètre extérieur

$$D_{ex6} = Pas \left[0.6 + \frac{1}{\tan\left[\frac{180^\circ}{Z_6}\right]} \right]$$

$$D_{ex6} = 251.18 [\text{mm}]$$

Angle de division

$$\alpha_6 = \frac{360^\circ}{Z_6}$$

$$\alpha_6 = 18.95 [^\circ]$$

Angle d'enroulement

$$\beta_6 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_6 - D_5}{2A_c} \right]$$

$$\beta_6 = 189.79 [^\circ] < 90^\circ \text{admissible}$$

Epaisseur de denture

$$e_d = b_2 - 0.5[\text{mm}] \quad (3.44)$$

$b_2 = 37.92 [\text{mm}]$ largeur extérieure du maillon intérieur

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

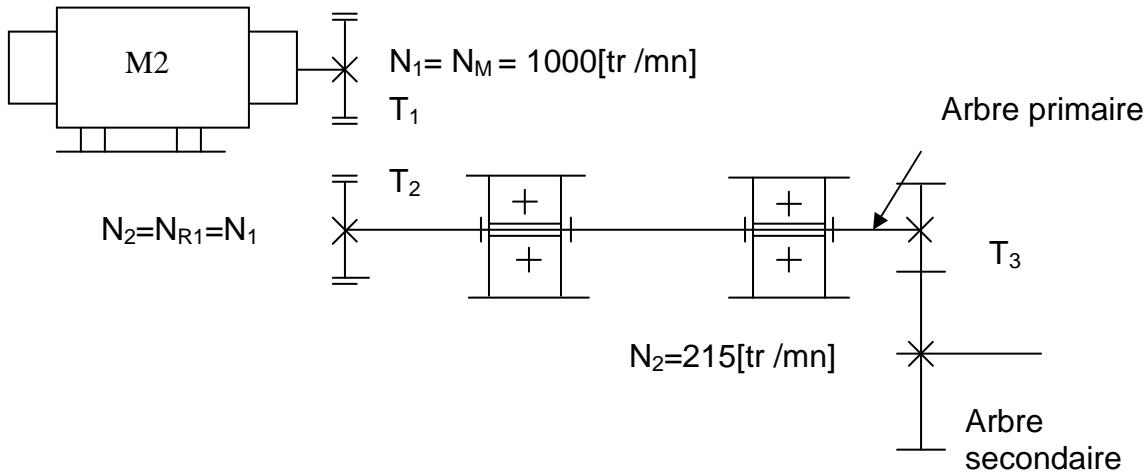
$$e_d = 37.42[\text{mm}]$$

Tableau récapitulatif

Paramètre	Pignon	Roue	Unité
$Z_{5,6}$	15	19	
D_5	183.25	231.48	[mm]
D_{f5}	157.85	206.08	[mm]
D_{v6}	194.95[mm]	243.49	[mm]
D_{ex6}	202.11[mm]	251.18	[mm]
α_5	24	18.95	[°]
β_6	182.21	189.79	[°]
e_d	37.42	37.92	[mm]

Tableau 3.1

4- DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE DE LA POULIE RECEPTRICE :



L'arbre primaire porte la poulie réceptrice et le pignon à engrenage cylinnaire droit

Les indices doivent être définis :

indice 1 la poulie motrice

indice 2 la poulie réceptrice

indice 3 le pignon de l'arbre primaire

4-1- TENSION PAR COURROIES :

$$T_0 = \frac{(1.25 - 0.5 \lambda_a) P_1}{\lambda_a Z_c V_L} + K_m V_L^2 \quad (4.1)$$

Le coefficient de l'arc d'enroulement de la courroie vaut $\lambda_a=1$ pour $\alpha_2=180^\circ$.

Sont données les valeurs suivantes :

$K_m = 0.08 \text{ [kg/m]}$, masse linéaire de la courroie

$V_L = 13.10 \text{ [m/s]}$, la vitesse linéaire des courroies

$P_1 = 29.4 \text{ [kw]}$, la puissance motrice

$$T_0 = \frac{(1.25 - 0.5 \times 1) \times 29.4 \cdot 10^3 \text{ [w]}}{1 \times 3 \times 13.10} + 0.08 \text{ [kg/m]} \times (13.10 \text{ [m/s]})^2$$

$$T_0 = 574.80 \text{ [N]}$$

4-2-TENSION SUR L'ARBRE :

$$T'_0 = Z_c \cdot T_0 \quad (4.2)$$

$$T'_0 = 1696.93[N]$$

Les efforts appliqués sur l'arbre sont l'effort tangentiel et l'effort radial

4-3- L'EFFORT TANGENTIEL :

4-3- 1- L'effort tangentiel développé par la poulie motrice appliquée sur l'arbre primaire :

$$T_{tpm} = T'_0 \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (4.3)$$

f_1 , coefficient l'état de surface de l'arbre $f_1 \in [1.1 ; 1.3]$ pour une surface usinée lisse sont la valeur de hauteur moyenne des aspérités $R_z \in [10 ; 40[\mu\text{m}]]$ $f_1=1.2$

$f_2=1.5$; coefficient de service pour une courroie trapézoïde (avec coups à moyens) d'où $T_{tpm}=3054.48[N]$

4-3- 2- Effort tangentiel reçu par l'arbre primaire :

$$T_2 = \eta_c T_{tpm} \quad (4.4)$$

$\eta_c=0.95$, rendement de la transmission par courroie

$$T_2=2901.75[N]$$

4-3-3- Effort tangentiel agissant sur l'arbre primaire :

Les deux efforts tangentiels possèdent le même couple par le principe d'action et réaction

$$M = T_2 \frac{D_2}{2} = T_3 \frac{D_3}{2} \quad (4.5)$$

$$T_3 = T_2 \frac{D_2}{D_3} \quad (4.6)$$

$$T_3 = 5757.44[N]$$

4-4- EFFORT RADIAL CORRESPONDANT (U_2) :

$$U_2 = 2T_2 \cos \varphi \quad (4.7)$$

$$\varphi = \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2} \right] \quad D_1 = D_2 \quad \varphi = 0 \quad (4.8)$$

$$U_2 = 2T_2$$

$$U_2 = 5803.5[N]$$

4-5- Effort radial agissant sur l'arbre primaire du pignon :

$$U_3 = T_3 \tan \alpha \quad (4.9)$$

$\alpha = 20^\circ$ engrenage droit

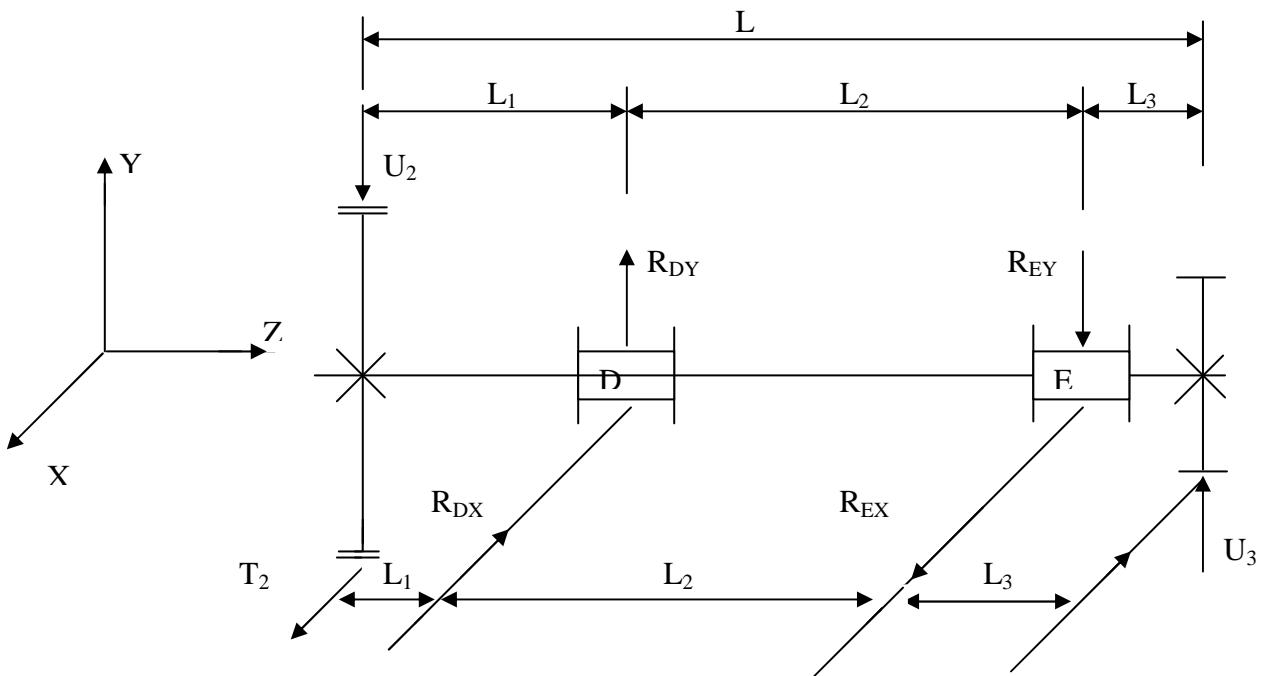
$$U_3 = 2095.54[N]$$

Considérons le moteur tournant dans le sens horaire

4-6- Les réactions des paliers :

L'effort moteur reçu par la courroie réceptrice est les compositions de

$$\vec{F} = \vec{T}_2 \vec{X} + \vec{U}_2 \vec{Y} \quad (4.10)$$



On relève sur site la longueur $L=800[\text{mm}]$.

La distribution sur les 2 paliers va se faire pour assurer le bon fonctionnement de l'arbre

Dans le plan YZ

4-6-1 Condition d'équilibre statique :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \quad (4.11)$$

la relation entre U_2 et U_1

$$U_3 = U_2 - R_{DY} + R_{EY} \quad (1) \quad (4.12)$$

$$\sum m_D (\vec{F}_{ext}) = \vec{0} \quad (4.13)$$

$$U_3(L_2+L_3) + U_2L_1 - R_{EY}L_2 = 0$$

$$R_{EY} = \frac{U_2 L_1 + U_3 (L_2 + L_3)}{L_2} \quad (4.14)$$

$$R_{EY} = 5118,07[\text{N}]$$

$$R_{DY} = U_2 - U_3 + R_{EY}$$

$$R_{DY} = 8826,03[\text{N}]$$

Efforts tranchant

$$T_Y(Z) = U_2 \mu(Z) - R_{DY} \mu(Z - L_1) + R_{EY} \mu(Z - L_1 - L_2) - U_1 \mu(Z - L) \quad (4.15)$$

$$T_Y(Z) = 5803,07[\text{N}] \mu(Z) - 8826,03[\text{N}] \mu(Z - 100) + 5118,07[\text{N}] \mu(Z - 500) - 2095,54[\text{N}]$$

$$\mu(Z-800)$$

$$0 < z < 100 \quad T_Y(Z) = 5803,5[\text{N}]$$

$$100 < Z < 500 \quad T_Y(Z) = -3022,53[\text{N}]$$

$$500 < Z < 800 \quad T_Y(Z) = 2095,54[\text{N}]$$

Moment fléchissant

$$M_Y(Z) = -U_2 Z \mu(Z) + R_{DY}(Z - L_1) \mu(Z - L_1) - R_{EY}(Z - L_1 - L_2) \mu(Z - L_1 - L_2) + U_3(Z - L) \mu(Z - L) \quad (4.16)$$

$$M_Y(Z) = -5803,07[N]Z \mu(Z) + 8826,03[N] (Z - 100) \mu(Z - 100) - 5118,07[N] (Z - 500) \mu(Z - 500) + 2095,54[N] (Z - 800) \mu(Z - 800)$$

$$Z=0 \quad M_Y(Z)= 0$$

$$Z=100 \quad M_Y(Z)=)= -580307[Nmm]$$

$$Z=500 \quad M_Y(Z)= 628662[Nmm]$$

$$Z= 800 \quad M_Y(Z)=0$$

Dans le plan XZ

Les efforts appliquent de l'arbre sur le plan XZ : T_3 ; T_2 ; R_{DX} ; R_{EX}

La relation entre T_1 et T_3

$$T_3 - T_1 = R_{DX} - R_{EX} \quad (3) \quad (4.17)$$

$$-T_3 \cdot L_1 - T_1(L_2 + L_3) + R_{EX} \cdot L_2 = 0 \quad (4)$$

$$R_{EX} = \frac{T_2 L_1 + T_3 (L_2 + L_3)}{L_2} \quad (4.18)$$

$$R_{EX} = 10801[N]$$

$$R_{DX} = T_2 - T_3 + R_{EX}$$

$$R_{DX} = 7945,31[N]$$

Efforts tranchants

$$T_X(Z) = T_2 \mu(Z) - R_{DX} \mu(Z - L_1) + R_{EX} \mu(Z - L_1 - L_2) - T_3 \mu(Z - L) \quad (4.19)$$

$$T_Y(Z) = 2901,75[N] \mu(Z) - 7945,31[N] \mu(Z - L_1) + 10801[N] \mu(Z - L_1 - L_2) - 5757,44[N] \mu(Z - L)$$

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

0<Z<100 $T_x(Z) = 2901,75 \text{ [N]}$

100<Z<500 $T_x(Z) = -5043,56 \text{ [N]}$

500<Z<800 $T_x(Z) = 5757,44 \text{ [N]}$

Moment fléchissant

$$M_x(Z) = -T_2 Z \mu(Z) + R_{DX}(Z - L_1) \mu(Z - L_1) - R_{EX}(Z - L_1 - L_2) \mu(Z - L_1 - L_2) + T_3(Z - L) \mu(Z - L)$$

(4.20)

$$M_x(Z) = -2901,75 \text{ [N]} Z \mu(Z) + 7945,31 \text{ [N]} (Z - 100) \mu(Z - 100) - 10801 \text{ [N]} (Z - 500) \mu(Z - 500) + 5757,44 \text{ [N]} (Z - 800) \mu(Z - 800)$$

$$Z=0 \quad M_x(Z)=0$$

$$Z=100 \quad M_x(Z)=)= -290175 \text{ [Nm]} \text{mm}$$

$$Z=500 \quad M_x(Z)= 1727249 \text{ [Nm]} \text{mm}$$

$$Z= 800 \quad M_x(Z)=0$$

4-7- DIAGRAMME EFFORT TRANCHANT ET MOMENT FLECHISSANT :

PLAN XZ

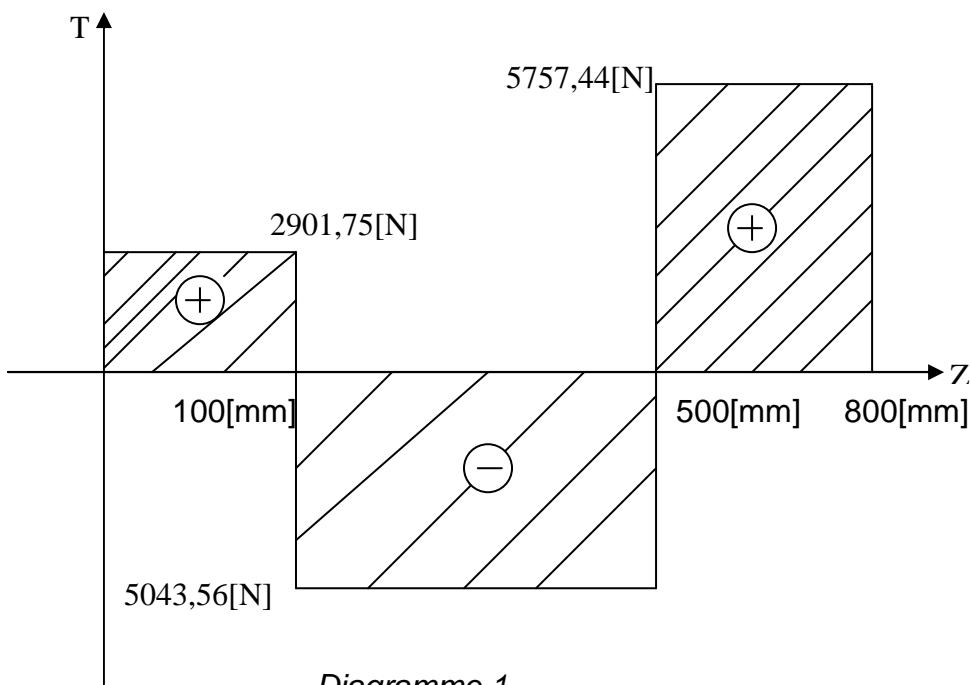
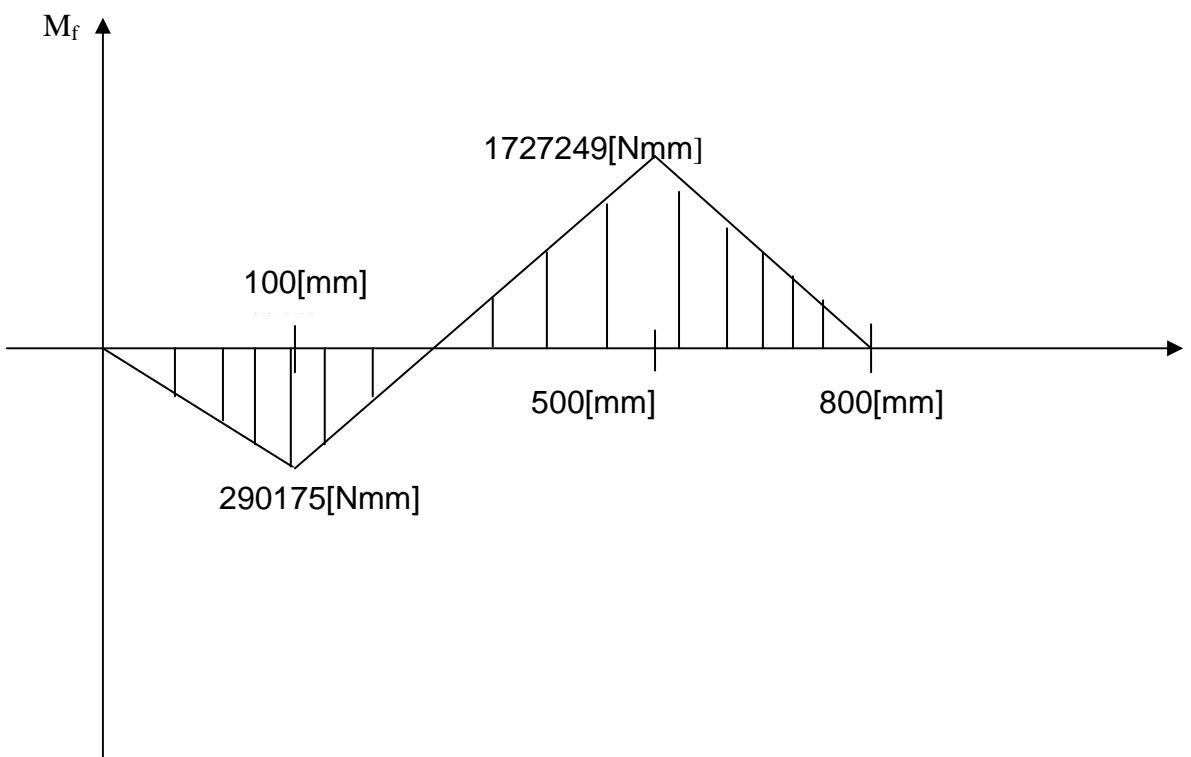
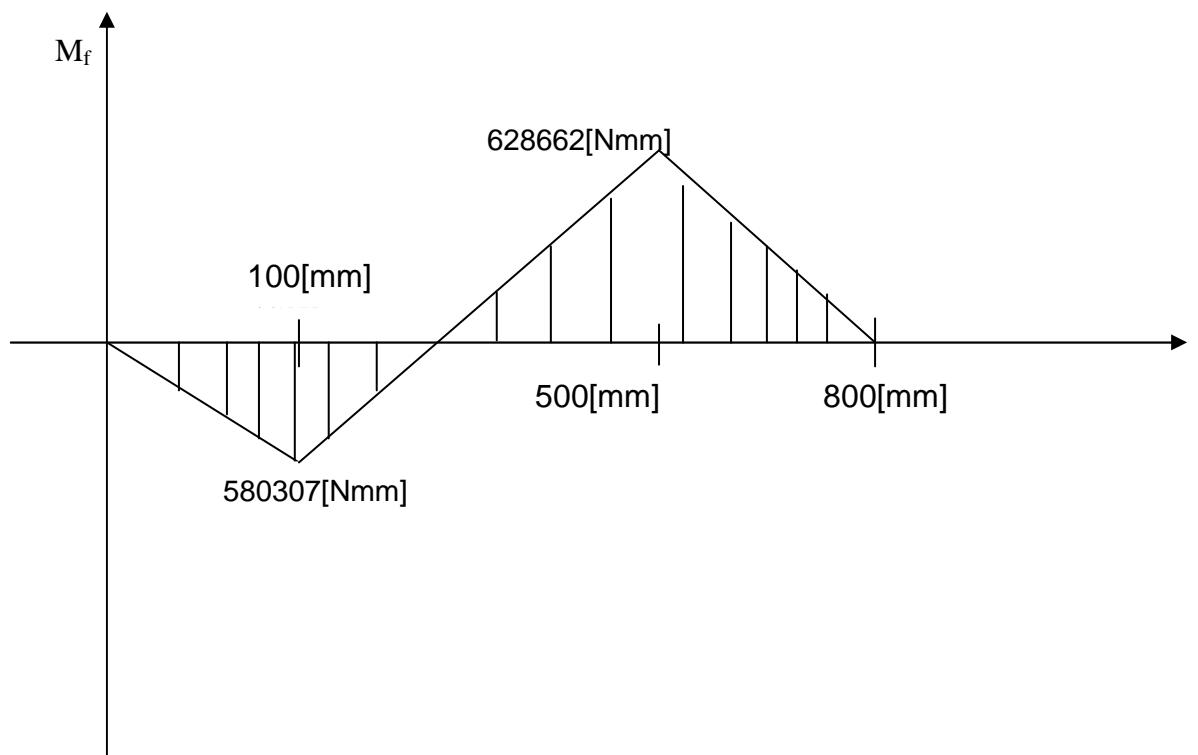
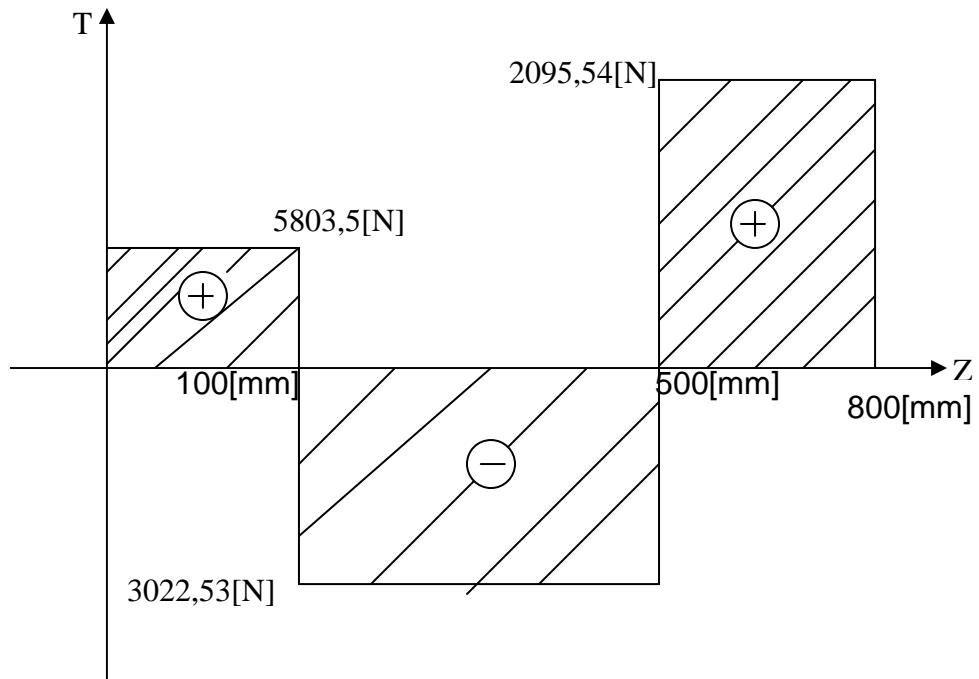


Diagramme 1



Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK



4-8- Résultante de moment fléchissant :

$$M_f = \sqrt{M_{x\max}^2 + M_{y\max}^2} \quad (4.21)$$

$M_f = 1838098,21[\text{Nmm}]$

4-9- Moment de torsion :

$$M_t = T_2 \frac{D_2}{2} + T_3 \frac{D_3}{2} \quad (4.22)$$

$$M_t = 2901,75[N] \frac{250[\text{mm}]}{2} + 5757,44[N] \frac{126[\text{mm}]}{2}$$

$M_t = 725437,47[\text{Nmm}]$

4-10 - CONTRAINTE IDEALE DU GUEST :

On choisit l'acier allié spécial 35NCD16 de caractéristiques techniques :

Résistance à la rupture $R=1750[\text{N/mm}^2]$

$[\sigma_N]_{35NCD16}=0,7 \cdot 0,6 R$

$$[\sigma_N]_{35NCD16}=735[\text{N/mm}^2]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{32}{\pi [\sigma_N]_{35NCD16}}} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$\sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 1976073,01[\text{Nm}]$$

$d \geq 30,14[\text{mm}]$ on prend $d=65[\text{mm}]$

4-11- VERIFICATION DE RIGIDITE A LA TORSION :

$$\delta = \frac{M_t}{GI_p}, \quad G = \frac{E}{2(1+\nu_p)} \quad (4.23),$$

(4.24)

$E=2,1 \cdot 10^5[\text{N/mm}^2]$

$\nu_p = 0,25$

$G=0,8410^5[\text{N/mm}^2]$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (4.25)$$

la condition de la rigidité à la torsion (superposition)

$\delta = \delta_2 - \delta_3$

$M_{t2}=362718,72 [\text{N.mm}]$

$M_{t3}=362718,75 [\text{N.mm}]$

$\delta_2=2,463 \cdot 10^{-6} [\text{rd/mm}]$

$$\delta_3 = 2,46410^{-6} \text{ [rd/mm]}$$

$$\delta = 0,00110^{-6} \text{ [rd/mm]} < [\delta] = 1,75 \cdot 10^{-5} \text{ [rd/mm]}$$

Les efforts U_2 , U_3 sont radiaux et ne créent pas d'angle de torsion

Conclusion

La tenue de l'arbre de diamètre $d=65[\text{mm}]$ à la rigidité à la torsion est vérifiée.

4-12- CONDITION DE RIGIDITE A LA FLEXION :

Calcul de la flèche d'un arbre sollicité par des efforts radiaux et efforts tangentiels

4-12- 1- Calcule de la flèche sur le plan YZ :

$$\begin{aligned} EI_{xx'}Y'' &= -M_{fz} \\ Y'' &= \frac{1}{EI_{xx'}} [U_2 Z - R_{DY}(Z - L_1) + R_{EY}(Z - L_1 - L_2)] \\ Y' &= \frac{1}{EI_{xx'}} \left[\frac{U_2 Z^2}{2} - \frac{R_{DY}(Z - L_1)^2}{2} + \frac{R_{EY}(Z - L_1 - L_2)^2}{2} \right] + C_1 \\ Y &= \frac{1}{EI_{xx'}} \left[\frac{U_2 Z^3}{6} - \frac{R_{DY}(Z - L_1)^3}{6} + \frac{R_{EY}(Z - L_1 - L_2)^3}{6} \right] + C_1 Z + C_2 \end{aligned} \quad (4.26)$$

On calcule les constantes C_1 et C_2

Pour $Y=0$, $Z=0$

$$\text{On a : } \frac{1}{EI_{xx'}} \left[-\frac{R_{DY}(L_1)^3}{6} + \frac{R_{EY}(-L_1 - L_2)^3}{6} \right] + C_2 = 0 \quad (4.27)$$

$$C_2 = 0,57$$

$$Y=0, Z=L$$

$$\text{On a : } \frac{1}{EI_{xx'}} \left[\frac{U_2 L^3}{6} - \frac{R_{DY}(L - L_1)^3}{6} + \frac{R_{EY}(L - L_1 - L_2)^3}{6} \right] + C_1 L + C_2 = 0 \quad (4.28)$$

$$C_1 = -8,06 \cdot 10^{-4}$$

Pour calculer le domaine de la flexion maximal

$$Y'=0, \frac{1}{EI_{xx'}} \left[\frac{U_2 Z^2}{2} - \frac{R_{DY}(Z - L_1)^2}{2} + \frac{R_{EY}(Z - L_1 - L_2)^2}{2} \right] + C_1 = 0 \quad (4.29)$$

on a l'équation de seconde degré

$$5,69 \cdot 10^{-9} Z^2 - 9,10 \cdot 10^{-6} Z + 2,43 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ on a la solution}$$

$$Z_1 = 338,84[\text{mm}]$$

$Z_2 = 1260,46[\text{mm}] \notin$ au domaine d'étude

La flèche est maximale pour $Z=338,84[\text{mm}]$, alors on a $Y_1=0,3[\text{mm}]$

4-12- 2- Calcule de la flèche sur le plan XZ :

$$EIX'' = -Mf_Z$$

$$X'' = \frac{1}{EI} [T_2 Z - R_{Dx}(Z - L_1) + R_{Ex}(Z - L_1 - L_2)]$$

$$X' = \frac{1}{EI} \left[\frac{T_2}{2} Y^2 - \frac{R_{Dx}}{2} (Y - L_1)^2 + \frac{R_{Ex}}{2} (Y - L_1 - L_2)^2 \right] + C_3$$

$$X' = \frac{1}{EI} \left[\frac{T_2}{2} Y^2 - \frac{R_{Dx}}{2} (Y - L_1)^2 + \frac{R_{Ex}}{2} (Y - L_1 - L_2)^2 \right] + C_3$$

$$X = \frac{1}{EI} \left[\frac{T_2}{6} Y^3 - \frac{R_{Dx}}{6} (Y - L_1)^3 + \frac{R_{Ex}}{6} (Y - L_1 - L_2)^3 \right] + C_3 Y + C_4$$

(4.30)

$Y_3 = 235, 14 [\text{mn}]$

$Y_4 = 1367,42 [\text{mn}]$ n'appartient pas au domaine d'étude

La flèche st maximale pour $Y = 235,14 [\text{mn}]$

Alors, on a $Z_2 = -0,27 [\text{mn}]$

4-12- 3- Flèche résultante :

La flèche résultante est donnée par la relation

$$f_z = \sqrt{Z_1 + Z_2} \quad (4.31)$$

Son donné : $Z_1 = 0,3 [\text{mn}]$

$Z_2 = 0,27 [\text{mn}]$

$f_z = 0,40 [\text{mn}]$

$[f] = 0,46 [\text{mn}]$, flèche admissible

$F < [f]$: admissible

La tenue de l'arbre à la rigidité et à la flexion est assurée.

4-13- VERIFICATION DE L'ARBRE PRIMAIRE A L'EQUILIBRE :

4-13- 1- Masse de l couronne d'entrée du pignon en acier :

$$m_1 = \frac{\pi}{4} \times b \times \rho [D_4^2 - d_4^2] \quad (4.32)$$

$b_4 = 71 [\text{mm}]$

$\rho = 7,85 \times 10^{-6} [\text{kg/mm}^3]$

$D_4 = 126 [\text{mm}]$

$d_4 = 56 [\text{mm}]$

$m_1 = 5,58 [\text{kg}]$

4-13- 2- Masse de la poulie réceptrice :

$$m_2 = \rho \times L_{TP} \frac{\pi}{4} D_2^2 \quad (4.33)$$

$L_{TP}= 63$ [mm]

$D_2= 250$ [mm]

$m_2= 24,28$ [kg]

Il y a une évidemment au ¼ de surface

D'où $m'_2= m_2/4$

$m'_2= 6,07$ [kg]

4-13- 3- Masse de l'arbre en acier :

$$m_3 = \frac{\pi}{4} \rho \times L \times d^2 \quad (4.34)$$

$m_3= 83,36$ [kg]

Masse totale

$m_T= m_1+m'_2+m_3$

$m_T= 95,01$ [kg]

4-13- 4- Flèche induite par la masse [M_T] :

$$f_{ind} = f_z \frac{m_T \times g}{U_1} \quad (4.35)$$

$$f_{ind} = 0,40[\text{mm}] \times \frac{95,01[\text{kg}] \times 9,81[\text{N/m}^2]}{2095,54[\text{N}]}$$

$f_{ind}= 0,18$ [mm]

4-13- 5- Vitesse de rotation critique :

$$N_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{im}}} \quad (4.36)$$

$N_e= 37,52$ [tr/]

N_1 appartient- il à $[0,85N_c ; 1,25N_c]$

$N_1= 16,67$ [tr/s] n'appartient pas à $[31,58[\text{tr/s}], 46,9 [\text{tr/s}]]$

Conclusion

La vitesse $N_1= 16,67$ [tr/s] ne se trouve pas dans la place de la vitesse. La condition d'équilibrage dynamique est vérifiée. L'arbre primaire a vérifié des conditions de :

- Résistance
- Rigidité
- Equilibrage.

4-14- CONDITION DE GUIDAGE EN ROTATION DE L'ARBRE : PRIMAIRE :

4-14- 1- Elongation angulaire :

$$\alpha = N_1 \times L_h \quad (4.37)$$

N_1 : Vitesse de rotation de l'arbre moteur

L_h : durée nominale de fonctionnement

$N_1 : 10^3$ [tr/mn]

$L_h : 10^4$ [h]

C'est une machine intermittente: un service de 8h par jour.

$$\alpha = 10^3 [\text{tr/mn}] * 60 [\text{mn/h}] * 10^4 [\text{h}]$$

$$= 600 * 10^6 [\text{tr}]$$

4-14- 2- Charge dynamique équivalente du palier :

La réaction des paliers :

$$R_{EX} = 10801 [\text{N}]$$

$$R_{EZ} = 5118,07 [\text{N}]$$

$$R_E = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EZ}^2}$$

$$R_E = 11952,25 [\text{N}]$$

$$R_{DX} = 7945,31 [\text{N}]$$

$$R_{DZ} = 8826,03 [\text{N}]$$

$$R_D = 11875,47 [\text{N}]$$

La valeur de la réaction plus grande se trouve à la charge dynamique du palier.

$$P_e = X_1 * V * F_r + Y_1 * F_a$$

(4.38)

$$F_r = R_E$$

X_1 = Coefficient de la charge radiale

Y_1 = coefficient des charges axiales.

V = Facteur de rotation

$V=1$ si la cage intérieure est tournante

Le calcul de roulement à bille de $P_e = P_e (X-Y)$ de cas de calcul des roulements quand les coefficients X et Y ont des valeurs qui dépendent du résultat de la comparaison de F_a/F_r

(F_a : effort axial)

Ici $F_a = 0 \quad X_1 = 1$

$Y_1 = 0$

$$P_e = 1 * 1 * 11952,25 [\text{N}]$$

4-14- 3- Charge dynamique de base :

:

$$C_b = P_e (L_M)^{1/n}$$

(4.39)

L_M : élongation en milieu de jour

n : facteur correspondant à la nature du roulement

n= 3 pour les roulements à billes
 $C_b = 11952,25 [N]^{*}(600)^{1/3}$
 $C_b = 10080,92 [N]$

4-14- 4- Désignation normalisée de roulement :

$N_1 = 10^3 [\text{tr/mn}]$
 $C_b = 100809,2 [\text{N}]$
 $d = 65 [\text{mm}]$

STANDAR:

[N]= $4 \cdot 10^3 [\text{tr/mn}]$
 $[C_b] = 11 \cdot 10^4 [\text{N}]$
 Série de largeur 04
 $d = 70 [\text{mm}]$

Comme il n'y a pas d'exigence sur la cage à roulement, le flasque et joints de la rainure pour segment d'arrêt.

Désignation normalisée ISO ET DIN

70 BC 04 T ou 620/70

T : cage en Teffon.

Ce jeu interne est de catégorie zéro

4-15 – LUBRIFICATION :

4-15 - 1- Vitesse de rotation de l'arbre :

$$\text{Var} = \pi \cdot d \cdot N_1$$

(4.40)

$$= \pi \times 65 \times 10^3 [\text{mn}] \times \frac{1000}{60} \left[\frac{1}{\text{s}} \right]$$

$$= 3,40 [\text{m/s}]$$

4-16 – AJUSTEMENT:

$$\frac{[C_b]}{P_e} = \frac{110000}{11952,25[N]} = 9,20$$

la charge est forte

$$\frac{C_p}{P_e} = 9,20$$

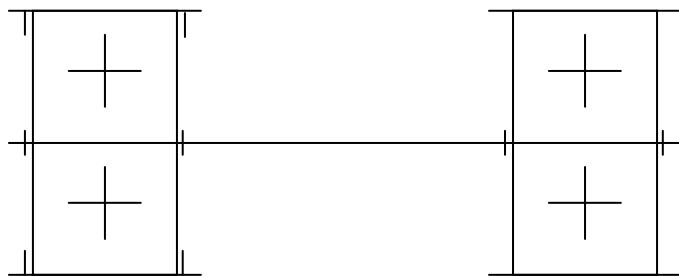
$$d = 70[\text{mm}] < 100[\text{mm}]$$

Donc l'ajustement sur l'arbre est K₆ ajustement pour la bague intérieure est J₇

4-17- SCHEMA DE MONTAGE :

(Condition de guidage en translation vérifiée)

L'arbre tournant, la bague intérieure a serré sur l'arbre.

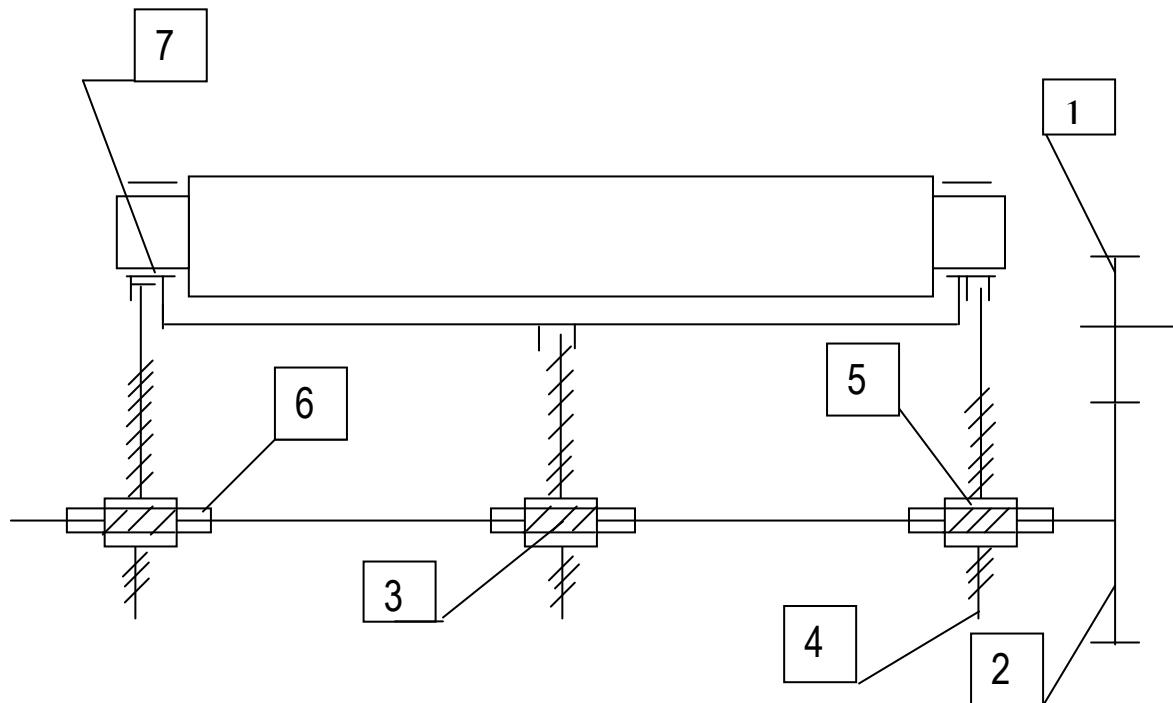


PARTIE HYDRAULIQUE

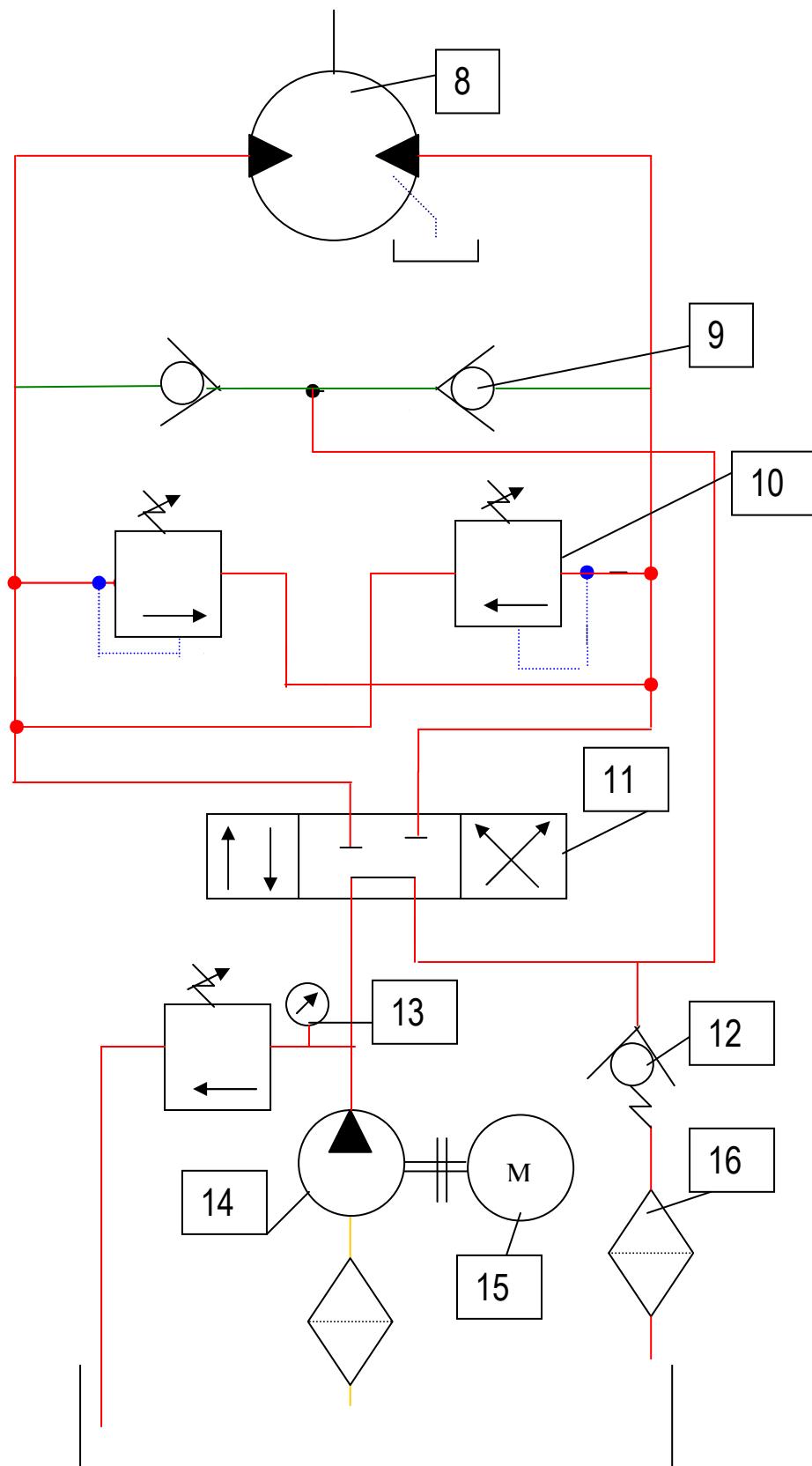
5-1-Introduction :

Des machines nombreuses machines agricoles possèdent des dispositifs hydrauliques dont le rôle est d'améliorer la qualité de travail exécuté pour les machines ; d'augmenter la productivité et de faciliter le travail des conducteurs.

5-2-SCHEMA FONCTIONNEL :



Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK



Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

- 1- Pignon
- 2- Roue cylindrique droit
- 3- Vis sans fin
- 4- Tige filté
- 5- Ecrou
- 6- Roue
- 7- Crapaudine
- 8- Moteur hydraulique à
- 9- Clapet de réalimentation
- 10- Limiteur de pression
- 11- Distributeur
- 12- Clapet de contre pression
- 13- Manomètre
- 14- pompes hydrauliques
- 15- Moteur électrique
- 16- Filtre
- 17- Réservoir

Les 2 cylindres principaux montés en étrier sont mis en rotation par le moteur électrique $P_{ME}=75[\text{cv}]$ et $N_{ME}=590[\text{tr/mn}]$. Mais, le mouvement d'approche pour serrer la tôle de prise à l'enroulement et le mouvement de retrait nécessaire pour l'évacuation de la tôle enroulée, se font par l'intermédiaire des transmissions (1)

- par engrenage droit couple (1) et (2)
- par engrenage gauche couple (3) et (6)
- par vis et écrou couple (4) et (6)

Les vis sont loger dans (3) crapaudines (7). Le mouvement de rotation de la vis est fou dans le logement (7). Le mouvement de translation ascendante et descendante des vis permet de faire l'approche et retrait du cylindre inférieur de laminage B. les chaque roue cylindrique gauche (4) possède un axe creux associe de taraudage (5) dans lequel va être montée la vis à filet isométrique (4).

CODEDE CONDUITE NEEO4.057

- Conduite de travail et alimentation de retour : trait rouge continu
- Conduite de Récupération de fuite, de purge : trait interrompu Bleu
- Conduite de Gavage : trait continu vert
- Conduite d'aspiration : trait continu jaune

5-3- CHOIX DES ORGANES HYDRAULIQUE :

Le choix des organes hydraulique doit répondre aux exigences et l'attente demandée par récepteur.

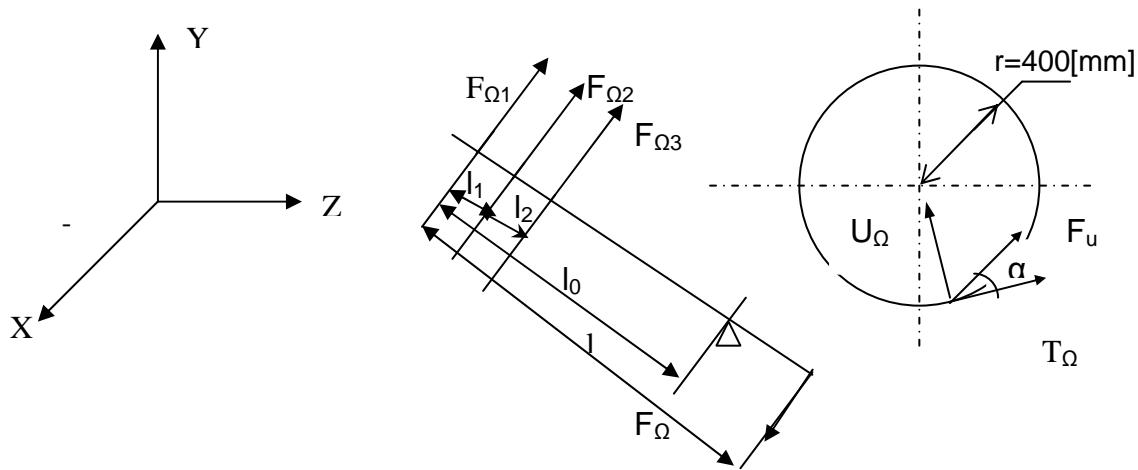
But

C'est de :

- Soulever le rouleau B,
- Donner une pression permettant la prise de la tôle entre les 2 rouleaux, pour être par la suite entraînée en mouvement de translation relatif par ces derniers,
- Donner une pression permettant à la tôle prise entre 2 rouleaux et en mouvement de translation relatif de recevoir les courbures souhaitées à partir d'approche et retrait des cylindres latéraux. Ici toute la charge constante de couple tourne du cylindre est supportée par (4) et (5). Le rôle du moteur hydraulique remplaçant la motricité des 3 opérateurs est de mettre en mouvement de rotation dans les 2 sens l'engrenage (1). Pour ce faire, il doit vaincre l'inertie de masse du rouleau B et donner une amorce de pression de travail. Le choix du moteur hydraulique est à 2 sens de flux à cylindrée fixe. L_{P2} et L_{P2} limiteur de pression taré à 10% au-dessus du tarage de L_{P1} .

CR₁ et CR₂ clapet de ré alimentation et gavage. Le distributeur de commande possède des départs ferme en case neutre. On ferme le circuit lorsqu'on se place en position arrêt ou lorsqu'on inverse de sens de rotation. Le moteur entraîne en rotation par l'inertie des masses des organes mécaniques de transmission et celle de la masse du rouleau B fonctionne alors en pompe. L'alimentation devient aspiration, le retour devient refoulement. De la côté alimentation, il se produit une cavitation. De la côté refoulement, il se produit une surpression. Celle ci s'oppose à l'entraînement mécanique et provoque un freinage hydraulique. Le moteur et le circuit devront être protégés contre les surpressions par les limiteurs de pression $L_{P1,2,3}$ qui contrôleront les pressions et contre la cavitation par clapet de ré alimentation et gavage.

5-4- CALCUL DE PUISSANCE HYDRAULIQUE POUR DEPLACE LE CYLINDRE PRINCIPAL INFERIEUR :



Selon mesure sur plan

$$l_1 = l_2 = 0,65[m], \quad l_0 = 3[m], \quad l_3 = 0,25[m]$$

Hütte fournit l'effort développé par l'homme en 8h de temps est de 150[N] et la vitesse de rotation N_r=45[tr/mn]

$$F_{\Omega} = \frac{F_{\Omega 1}l_1 + F_{\Omega 2}(l_0 - l_1) + F_{\Omega 3}(l_0 - l_1 - l_2)}{l_3} \quad (5-1)$$

$$F_{\Omega} = \frac{150[N](2,75 + 2,1 + 1,45)[m]}{0,25}$$

$$F_{\Omega} = 3780[N]$$

La transmission entre le levier et les couronnes dentée est une transmission roue – crémaillère de rendement $n_{RC}=0,95[1]$

pour même vitesse de transmission

$$F_U = n_{RC} \cdot F_{\Omega} \quad (5-2)$$

$$F_U = 3591[N]$$

5-4-1- Effort tangentiel nécessaire :

F_u :est la force de poussée sur le flanc d'une dent

$$T_{\Omega} = F_U \cos \alpha \quad (5-3)$$

$$= 3591[N] \cos 20^\circ$$

$$= 3374,44[\text{N}]$$

5-4-2- Puissance développée par 3 opérateurs :

$$\begin{aligned} P_{OP} &= M_\Omega \cdot \omega & (5-4) \\ &= T_\Omega \cdot r \cdot \omega \\ &= 3374,44[\text{N}] \cdot 0,4[\text{m}] \cdot 45[\text{tr/mn}] \cdot \frac{1}{60[\frac{\text{s}}{\text{mn}}]} \\ &= 1,01[\text{KW}] \end{aligned}$$

On prend comme la puissance normalisée avec 25% de sécurité tenant compte des frottements qui ont négligé

$$\begin{aligned} P_M &= 1,01[\text{kw}] \cdot 1,25 \\ &= 1,3[\text{KW}] \end{aligned}$$

et comme puissance normalisée

$$P_{MN} = 1,8[\text{kw}]$$

5-4-3- Choix du moteur hydraulique :

On choisit le moteur hydraulique de référence

MFB 10 U Y 30

De caractéristique technique (CATALOGUE VICKERS)

Débit	21,5[l/mn]
Cylindrée	21[cm ³ /tr]
Pression de service	70[bar]
Couple	20[mN]
Dimension A.B.C	228.128.114
Poids	9,5[Kg]
Fiche technique N°	520 305

5-4-4- Autres caractéristiques :

Pression nominale 105[bar]

Pression maximale 210[bar]

Vitesse minimale 100[tr/mn]

Vitesse maximale 3200[tr/mn]

Vitesse nominale 1800[tr/mn]

Huile minérale de 0,25[st] à 50°

$$\begin{aligned} P_{mH} &= Q \cdot p & (5-5) \\ &= \frac{21,5 \cdot 10^{-3}}{60} [\text{m}^3/\text{s}] \times 70 \cdot 10^5 [\frac{\text{N}}{\text{m}^2}] \\ P_{mH} &= 2,5[\text{KW}] \end{aligned}$$

5-5- CHOIX DU DISTRIBUTEUR :

5-5-1- PRINCIPE :

On utilise les effets magnétiques du courant électrique, l'électro-aimant à air temporaire constitué par un noyau de fer doux (plageur) entouré d'une bobine. La mise sous tension de la bobine déplace le plageur puissant le tiroir par l'intermédiaire d'un poussoir.

5-5-2- AVANTAGE DU CIRCUIT PROPOSE :

La mise hors tension provoque le retour du plageur sous l'effet d'un ressort de rappel

a-) Choix du distributeur

On est amené à utiliser un distributeur avec des départs ferme en case repos. L'effet de passer des de rotation 1ou 2 à la case 0, bloquement du volume d'huile, dans l'une ou l'autre des tuyauterie, nécessite des appareils de protection contre les surpression et la cavitation avec un système de gavage(comme clapé de réalimentation et de contre pression)

- Distributeur 4/3.
- Direction du fluide en position central du tiroir P → T avec A et B fermés.
- Le mode de commande étant électrique a deux enroulements agissant en sens contraire.

5-6- CHOIX DE MOTEUR HYDRAULIQUE :

Le choix des organes récepteurs se fait partir des paramètres du moteur hydraulique

Puissance 2,5[KW]

Pression de service 70[bar]

Débit 21,5[l/mn]

on choisit l'électro-distributeur de type DHU2/2 à pression maxi 100[bar] de débit maxi 36[l /mn]

C'est un distributeur 4/3 (4voies, 3 positions avec centre)

Pression maxi recommandée sur orifice T de 160[bar]

Perte de charge courbe B de 4,5 [bar]

Limiteur de pression

On choisit limiteur de pression à commande directe type ARE 15/75

- la puissance max 250[bar]
- Le débit max 45[l/mn]
- La perte de charge 5 [bar] à 70[bar] pour débit 21,5[l/mn]

Choix du régulateur de débit

Il se fait à partir de la connaissance du débit d'huile dans le moteur hydraulique

$$Q_{pr}=21,5[\text{l/mn}]$$

On choisit le régulateur de débit de type JPQ2 de nombre de module 1 de série K

$$Q_{rd}=23[\text{l/mn}]$$

La perte de charge 10[bar] pour $Q=21,5[\text{l/mn}]$ à 70[bar]

Vitesse admissible des fluides dans les conduites

Conduite d'aspiration

$$V_{as} \in [0,5 ; 1] [\text{m/s}] \text{ on prend } V_{as}=0,75[\text{m/s}] \text{ (à vérifier)}$$

Conduite de refoulement

$$V_{rf} \in [2,5 ; 6] [\text{m/s}] \text{ on prend } V_{rf}=4,25[\text{m/s}] \text{ (à vérifier)}$$

Conduite de retour vers le réservoir

$$V_{rv} \in [1,25 ; 3] [\text{m/s}] \text{ on prend } V_{rv}=2,5[\text{m/s}] \text{ (à vérifier)}$$

Calcul du diamètre de conduite d'aspiration de la pompe

La charge de retour au réservoir et du tuyau du limiteur de pression

Conduite d'aspiration de pompe

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{Q_f}{Q_1} \\ &= \frac{36[\text{l/mn}]}{21,5[\text{l/mn}]} \end{aligned} \tag{5-6}$$

$K_1 = 1,67 > 1,5$, donc admissible

D'où pour la conduite d'aspiration

$$\begin{aligned} d_{as} &= \sqrt{\frac{4Q_f}{\pi V_{as}}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 36 \times 10^6 [\text{mm}^3]}{60[\text{s}] \times \pi \times 0,75}} \\ d_{as} &= 31,92[\text{mm}] \\ \text{on prend } d_{as} &= 34[\text{mm}] \end{aligned} \tag{5-7}$$

5-6-1- Vérification de la vitesse du fluide :

$$\begin{aligned} V_{as} &= \frac{Q}{\pi \times d_{as}^2} \\ &= \frac{4 \times 36 \times 10^{-3} [\text{m}^3]}{60[\text{s}] \times \pi \times (34 \cdot 10^{-3} [\text{m}])^2} \end{aligned} \tag{5-8}$$

$V_{as} = 0,66[m/s] \in [0,6.;1][m/s]$, la vitesse est vérifiée

5-6-2- Conduite de charge :

$$d_{rf} = \sqrt{\frac{4Q_{rf}}{\pi V_{rf}}} \quad (5-9)$$

$$d_{rf} = 13,41[mm]$$

5-6-3- Vérification de la vitesse de fluide :

$$V_{rf} = \frac{Q}{\pi \times d_{rf}^2} \quad (5-10)$$

$V_{rf} = 3,40[m/s] \in [2,5.;6][m/s]$, donc c'est vitesse admissible

5-6-4- Conduite de refoulement : (retour du réservoir)

$$d_{rv} = \sqrt{\frac{4Q_{rv}}{\pi V_{rv}}} \quad (5-10)$$

$d_{rv} = 18,22[mm]$ on prend $d_{rv}=21[mm]$

$$V_{rv} = \frac{Q}{\pi \times d_{rv}^2}$$

$V_{rv} = 1,73[m/s] \in [1,25.;3][m/s]$ donc admissible

5-6-5- Canalisation de la conduite du limiteur de pression :

$$Q_{cLp} = Q_2 - Q_1 \quad (5-12)$$

$$= (36-21.5) [l/mn]$$

5-6-6- La conduite de retour vers le réservoir :

$$d_{clp} = \sqrt{\frac{4 * Q_{cLp}}{\pi V_{Lm}}} \quad (5-13)$$

$$= \sqrt{\frac{4 * 14.5.10^6 [mm^2]}{60[s].\pi.2.510^{-3}[mm/s]}}$$

$d_{clp} = 11,09[mm]$, on prend $d_{clp} = 12[mm]$

5-6-7 Vérification :

$$V_{clp} = \frac{Q}{\pi \times d_{clp}^2}$$

$V_{clp} = 2,14[m/s] \in [1,25.;3][m/s]$

5-7- DIMENSIONNEMENT DE LA POMPE HYDRAULIQUE :

5-7-1- Puissance perdue par frottement dans les organes de la pompe :

$$\begin{aligned} P_1 &= Q_1 \times \Delta P \left(\frac{1}{n} - 1 \right) \\ &= \frac{3610^{-3}}{60} [\text{m/s}] \cdot 70 \cdot 10^5 [\text{N/m}^2] \\ P_1 &= 0,22[\text{KW}] \end{aligned} \quad (5-14)$$

5-7-2- Puissance perdue par laminage dans le limiteur de pression :

$$P_2 = (Q_2 - Q_1) \Delta P \quad (5-15)$$

$$P_2 = 1,69[\text{KW}]$$

5-8- PUISSANCE PERDUE PAR LAMINAGE DANS LE DISTRIBUTEUR :

Nombre de Reynolds

- Aspiration

$$R_{e1} = \frac{V_{as} d_{as}}{\nu} \quad (5-16)$$

$R_{e1} = 935 < 2500$, c'est écoulement laminaire

- La conduite de charge

$$R_{e2} = \frac{V_{rf} d_{rf}}{\nu} \quad (5-17)$$

$R_{e2} = 2125 < 2500$, c'est écoulement laminaire

5-8-1- La conduite de retour au réservoir :

$$R_{e3} = \frac{V_{rv} d_{rv}}{\nu} \quad (5-18)$$

$R_{e3} = 1513,75 < 2500$, c'est écoulement laminaire

5-9- COEFFICIENT DE LA PERTE DE CHARGE POUR LES TUBES LISSES :

Le coefficient de la perte de charge est donné la formule : $\lambda = \frac{64}{Re}$

L'aspiration $\lambda_1 = 0,068$

Conduite de charge $\lambda_2 = 0,03$

La conduite de retour au réservoir $\lambda_3 = 0,042$

5-10- PERTE DE CHARGE DANS LA CANALISATION :

L'aspiration

$$\Delta P_{as1} = (\lambda_1 \frac{L_{as}}{d_{as}} + \xi_{as}) \frac{\rho}{2} V_{as}^2$$

$$= (0.068 * \frac{100 \cdot 10^{-3} [m]}{34}) * \frac{0.9}{2} [Kg/m^3] * (0.068[m/s])^2$$

$$\Delta P_{as1} = 0.4 [\text{bar}]$$

$$\Delta P_{as} = \Delta P_{as1} + \Delta P_{cr} + \Delta P_f$$

ΔP_{cr} : Perte de charge de la crête

ΔP_f : Perte de charge de la filtre 0.065[bar]

$$\Delta P_{as} = 0.4[\text{bar}] + 0.05[\text{bar}] + 0.065[\text{bar}]$$

$$\Delta P_{as} = 0,515[\text{bar}]$$

5-10-1 Perte de charge dans la conduite du limiteur de pression :

$$R_{eclp} = \frac{V_{clp} \cdot d_{clp}}{\gamma}$$

$$= \frac{2,14[m/s] \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{0,24 \cdot 10^{-4}[m^2/s]}$$

$R_{eclp} = 1070 < 25000$ c'est un écoulement laminaires

$$\lambda_4 = \frac{64}{R_e}$$

$$\lambda_4 = \frac{64}{1070}$$

$$\lambda_4 = 0,06$$

$$\Delta P_{clp1} = (\lambda_4 \frac{L_{cp}}{d_{clp}} + \xi_{clp}) \frac{\rho}{2} V_{clp}^2$$

avec $\xi = 0,1$ pour une T et $\frac{Q_{clp}}{Q_2} = \frac{14,5}{36} \leq 0,4$

$$\Delta P = 20,6 [\text{bar}]$$

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

Perte de charge dans la conduite principale

$$\Delta P_{ch} = (\lambda_2 \frac{L_{ch}}{d_{ch}} + \xi_{ch} + \xi_T) \frac{\rho}{2} V_{ch}^2$$

$$\xi_T = 0,3 \quad \xi_c = 0,2 \quad \text{pour } \xi_{clp} = 0,1$$

on rencontre 4 coude en T $L_{ch} = 500 \text{ [mm]}$

$$\Delta P = 10,92 \text{ [bar]}$$

Puissance perdue dans les canalisation

$$P_3 = (\Delta P_{as} + \Delta P_{clp} + \Delta P_{ch}) \cdot Q_1$$

$$P_3 = 1,15 \text{ [Kw]}$$

Puissance perdue par frottement dans le moteur hydraulique

$$P_4 = (1 - \eta_{Gm}) P \quad \eta_{Gm} = 0,95$$

$$P_4 = 1,25 \text{ [Kw]}$$

Puissance perdue par laminage dans la canalisation

$$P_5 = Q_1 \Delta P_R$$

$$\Delta P_R = 70 \cdot 10^{-5} (1 - 0,95) [N/m^2]$$

$$P_5 = 0,13 \text{ [Kw]}$$

Puissance total dissipée sous forme de chaleur dans le fluide

$$P_r = \sum P$$

$$P_r = 4,44 \text{ [kw]} \text{ d'après ce résultat ci-dessus}$$

on choisit la pompe hydraulique à engrenage silencieuse à débit de la caractéristique

GPA3-25- E-20 de la puissance 7[kw] et le débit 38[l/mn]

Pression de service 100[bar], la vitesse rotation 1000[tr/mn]

CONCLUSION GENERALE

D'après l'étude qu'on fait, on peut tirer comme conclusions qu'en changeant la transmission à cause de la vitesse de rotation du moteur niveau par la courroie d'étroite SPZX pourrait remédier le grand problème de machine rouleau FALQUE car cette courroie permet la transmission plus importante de puissance, plus flexible, elle permet la transmission de la vitesse de rotation du moteur plus grande et enfin, après avoir choisi le modèle mathématique de résolution, le résultat est satisfaisant ; les conditions de bon fonctionnement de la machine sont vérifiées

- la vitesse linéaire est admissible
- la fréquence de passage est admissible.

Ce travail de mémoire fin d'étude m'a vraiment apporté des surplus de connaissances sur ce qu'est :Le choix transmission mécanique, dimensionnement paramètres mécaniques de la transmission par courroie , par chaîne, choix de moteur hydraulique et organe hydraulique.

On reconnaît que le rouleau FALK est une machine déjà ancienne puisqu'elle date de 1946, mais en voyant son état actuel.

On est vraiment persuadé qu'elle peut encore assurer son rendement de départ et même l'accroître si l'on apporte seulement quelques améliorations par exemple au niveau de la lubrification (adjonction de pompe à huile qui distribue l'huile vers les parties à lubrifiées) et aussi l'introduction de l'automation sur le réglage d'écartement des rouleaux latéraux de gauche et droite.

BIBLIOGRAPHIE

TITRE	AUTEUR
[1] COURS DE CONSTRUCTION MECANIQUE	VIAL.LUCET
[2] GUIDE DESSINATEUR	A.CHEVALIER
[3] MECANISME HYDRAULIQUE	J . FAISANDIER
[4] AIDE- MMOIRE (Page 250)	NORBERT R. PHILIPPE
[5] MATERIAUX DE CONSTRUCTION (Page 20 , 23)	G. LEMASSON L. BLAIN

TABLE DE MATIERE

Généralité	7
Schémas fonctionnel d'une machine	8
Etude de la machine à cinter FALK	9
Commande de la machine à cintre	10
Dispositif de sécurité	15
Basculage de rouleau supérieur pour sortir les viroles	16
Détermination des caractéristiques de la cintreuse	16
Dimensionnement de la transmission par lien flexible	21
Choix de la section de courroie	21
Dimensionnement de la courroie trapézoïdale	21
Vitesse linéaire	23
La longueur primitive développée réelle	23
L'entraxe réelle	24
Facteur d'arc d'enroulement	24
Facteur de longueur	24
Puissance corrigée ou effective	24
Puissance brute	25
Nombre de courroie	25
Fréquence de passages	25
Dimensionnement de la transmission par chaîne	26
Nombre de brins	26
Le rapport de transmission	26
La puissance corrigée	26
La vitesse de rotation corrigée	27
Désignation standard ISO de la chaîne	27
Longueur de la chaîne exprimée en maillons	27
Entraxe en maillons	28
Entraxe réel	28
Entraxe corrigé	29
Vitesse linéaire de la chaîne de classe 1	29
Effort utile	29
Effort du à la force centrifuge	29
Effort total dans le brin tendu	29
Coefficient de sécurité de la chaîne à la rupture	30
Vitesse limite	30
Fatigue de la chaîne à la traction	30
Elongation angulaire	30
Pression dans les articulations	31
Tenue de la chaîne au choc	31
Tenue de l'axe des rouleaux aux travaux de rupture	36
Paramètre de taillage	37
Dimensionnement de l'arbre de la poulie réceptrice	41
Tension par courroies	41
Tension sur l'arbre	42
L'effort tangentiel	42
Effort radial correspondant (U_2)	43

Modification des accouplements des arbres de transmission du ROULEAU FALK

Effort radial agissant sur l'arbre primaire du pignon	43
Les réactions des paliers	43
Diagramme effort tranchant et moment fléchissant	47
Résultante de moment fléchissant	49
Moment de torsion	49
Contrainte idéale du Guest	49
Vérification de rigidité à la torsion	49
Condition de rigidité à la flexion	50
Vérification de l'arbre primaire à l'équilibre	51
Condition de guidage en rotation de l'arbre	52
Lubrification	54
Ajustement	54
Schémas de montage	55
Partie hydraulique	56
Introduction	57
Schémas fonctionnel	57
Choix des organes hydrauliques	59
Calcul de puissance hydraulique pour déplacer le cylindre principal inférieur	61
Choix du distributeur	63
Choix de moteur hydraulique	63
Dimensionnement de la pompe hydraulique	65
Puissance perdue par laminage dans le distributeur	66
Coefficient de la perte de charge pour les tubes lisses	66
Perte de charge dans la canalisation	67