



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université de Tissemsilt



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en

Filière : **Génie Mécanique**

Spécialité : **Installation Energétique et Turbomachines**

Présentée par : **Ossama retia**

Thème

**La détermination théorique et expérimentale du
rendement d'une transmission par courroie dentée
de type binder Magnetic**

Déposé le.....

Devant le Jury :

.....	Président	M.C.A.	CU-Tissemsilt
. Mergache sidi mohamed	Encadreur	Pr.	CU-Tissemsilt
.....	Examineur	M.C.B.	CU-Tissemsilt

Année universitaire : 2020-2021

Remerciement

Je présente cet humble travail à ma chère mère et à ma chère famille et à tous ceux qui m'ont aidé et contribué de près ou de loin, même avec un mot gentil, en particulier l'encadreur Mr Merghache sidi Mohamed qui a dirigé ses orientations et ses conseils, sans qui nous n'aurions pas pu mener à bien ce travail. sincères condoléances à lui suite au décès de sa mère

Liste des figures

Fig.1.1-Exemple detransmission par une courroie : a-. Courroie de transmission de moto, b- Courroie de transmission develo, c- Courroie d’alternateur de voiture et d- Courroie d’un convoyeur.	3
Fig.1.2- exemple d’utilisation des courroies : a- Courroie d’un pétrin à biscuits secs et b- Courroie dans des Atelier ENP Limoges – 1940.	4
Fig.1.3 -Courroie plateen matériaux synthétiques renforcés.....	5
Fig.1.4 -Courroie plateminces.	6
Fig.1.5-Courroies trapézoïdales.	7
Fig. 1.6-Construction de diverses courroies trapézoïdalesa – type monocorde, b - type multicorde, c - type torche.[10].....	7
Fig. 1.7-Courroie poly trapézoïdale	8
Fig. 1.8-Courroie côtelée.....	8
Fig. 1.9-Courroie à vitesse variable.....	9
Fig. 1.10-Courroie articulée (à boutonnères	9
Fig.1.11-Transmission par courroie crantée.....	10
Fig.1.12-Courroie synchrone en polyuréthane	11
Fig.1.13-Courroie synchrone en caoutchouc à dentures HTD	11
Fig.1.14-Courroie synchroneclassiques.	12
Fig.1.15-Courroies synchrones double face.	12
Fig.1.16- Courroies synchrones à bouts libres..	12
Fig.1.17-Transmission par courroie ronde.	14
Fig.1.18- Courroies rondes armées.....	14
Fig.1.19-Courroies rondes tubulaires	15
Fig.1.20- Les courroies rondes creuses	15
Fig. 1.21-Différents types des galets et tendeurs.....	17
Fig.2.1- Symptômes et causes de rupture de la courroie de distribution : a- Rupture irrégulier, b- Usure des flancs, c- Défaut de tension ou élément extérieur bloqué, d- Détachement et Arrachement des dents, e- Usure de la surface et f- Fissure extérieure	20
Fig. 2.2-Transmission par courroie Binder Magnetic.	28

Fig. 2.3 – Les types de courroie et leurs poulies BINDER MAGNETIC: a- AT10, b- BAT10 et c- SFAT10.	29
Fig. 2.4 – Transmission.	29
Fig. 2.5-Exemples d'utilisation pour un mouvement de rotation.	33
Fig. 2.6-Exemples d'utilisation pour un mouvement linéaire	33
Fig. 2.7-Exemples d'utilisation (Convoyage, transport et indexage).	34
Fig.3.1- La chaîne cinématique de banc d'essai.	38
Fig.3.2- L'efforts sur le roulement pour palier moteur.	42
Fig. 3.3- banc d'essai des courroies BINDER MAGNETIC.	46
Fig.3.4-La variation du rendement de la courroie AT10 en fonction de la vitesse angulaire et la tension de pose: a- $C = 25$ N.m, b- $C = 50$ N.met c- $C = 75$ N.m.	52
Fig.3.5-La variation du rendement de la courroie AT10 en fonction de la vitesse angulaire et la tension de pose: a- $C = 25$ N.m, b- $C = 50$ N.met c- $C = 75$ N.m.	52
Fig.3.6- Variation du rendement de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse angulaire et la tension de pose : a- $C = 25$ N.m, b- $C = 50$ N.m, c- $C = 75$ N.m.	52
La Fig.3.7 illustre graphiquement les écarts du rendement calculé des trois courroie AT10, BAT10 et SFAT10 par rapport à la couple moteur et la tension de pose.	55
Fig.3.8- Variation des écarts du rendement des courroies AT10, BAT10 et SFAT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.	56

Liste des tableaux

Tableau.2.1- Paramètres des poulies BINDER MAGNETIC.	30
Tableau.2.2-Paramètres d'une transmission par courroie de types AT10	32
Tableau.3.1-Effort et Charge déterminant le moment de frottement.....	43
Tableau 3.2. La variation de la température d'huile utilisée pour la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation, couple moteur et tension de pose.	47
Tableau 3.3. La variation de la température d'huile utilisée pour la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation, couple moteur et tension de pose.....	48
Tableau.3.4 -Rendement théorique de la courroie AT10 en fonction de la vitesse angulaire, de la tension de réglage et du couple.....	49
Tableau.3.5 -Rendement théorique de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse angulaire, de la tension de réglage et du couple.	49
Tableau.3.6 -Rendement théorique de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse angulaire, de la tension de réglage et du couple.	50
Tableau.3.7–Ecart du rendement calculé des trois courroies AT10, BAT10 et SFAT10 en fonction de la tension de pose et du couple moteur.	55

Sommaire

Remerciement	
ملخص.....	
RÉSUMÉ.....	
A B S T R A C T.....	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
INTRODUCTION GENERALE.....	1
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES COURROIE	
1.1. Introduction	3
1.2. Historique	4
1.3. Catégories de courroies	5
1.3.1.Les courroies plates.....	5
Définition	5
1.3.1.1Les différents types des courroies plates.....	5
1.3.1.2.Les Avantages	6
1.4.1Les courroies trapézoïdales	6
1.4.1.1.Définition	6
1.4.1.3Les Avantages	9
Courroies crantées (synchrones)	10
Définition	10
Les Avantages	13
1.5.1.Les courroies rondes.....	13
1.5.1.1.Définition	13
1.5.1.2.Les différents types des courroies rondes	14
1.5.1.3.Les Avantages	15
1.6.Matériaux des courroies et des poulies	15
1.6.1.Matériaux des courroies	15
1.6.2Matériaux des poulies.....	16
1.7.Galets tendeurs	17
1.8.Conclusion.....	18
DESCRIPTION DES COURROIES DENTEES	
2.1. Introduction	20

2.2. Eta de l'art sur les courroies dentées	21
2.3. Description des courroies dentées binder magnetic	27
2.3.1 Généralité	27
2.3.4. Structure des courroies binder magnetic	28
2.3.5. La méthode de calcul des paramètres de la courroie AT10	30
2.3.6. Exemples d'utilisation.....	32
2.4. Conclusion.....	35
3.1. Introduction	37
3.2. Calcul de rendement théorique des transmissions par courroies dentées.....	37
3.3. Partie Expérimentale	44
3.4. Résultats	47
3.4.1. Température d'huile	47
3.4.2. Le rendement de transmission par ces trois courroies.....	48
3.4.3. Discussion des résultats.....	50
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	60

List des symbols :

f_0 : Facteur dépendant du type de lubrification. Ici lubrification à la graisse

$$f_0 = 6$$

ν : Viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement [mm^2/s].

n : Vitesse de rotation du roulement [tr/mn].

d_m : Diamètre moyen du roulement [mm].

M : Moment de frottement [N.mm].

M_0 : Moment de frottement indépendant de la charge [N.mm]

M_1 : Moment de frottement résultant de la charge [N.mm]

d : Diamètre intérieur du roulement [mm].

D : Diamètre extérieur du roulement [mm].

f_1 : Facteur dépendant du type de roulement =0,0004 pour un roulement à rouleaux coniques.

P_1 : Charge déterminant le moment de frottement [N]

Z : nombre de dent

Hz: fréquence[Hz]

N : tensions de pose[N]

P :puissance [KW]

Listes des abréviations

CFD : computational fluid Dynamics

2D,3D : dimension

INTRODUCTION

INTRODUCTION GENERALE

Les transmissions synchrones c'est-à-dire par courroies dentées sont d'application quasi Universelles, dans tous les cas où l'utilisateur souhaite disposer d'un fonctionnement synchrone et sans glissement. Elles se rencontrent dans des domaines aussi différents que la micromécanique, la bureautique, les machines-outils ou les broyeurs industriels. Sans oublier qu'actuellement la plupart des automobiles sont équipées de courroies synchrones pour la distribution. Vu le rôle important des courroies synchrones dans le fonctionnement des mécanismes, elles font l'objet de nombreuses études et recherches dans le but de les définir de plus en plus finement.

Leurs caractéristiques mécaniques influencent le comportement en fonctionnement des mécanismes qu'elles entraînent. Aussi, la mesure des caractéristiques de raideur longitudinale de la courroie et la raideur des dents est nécessaire pour mieux maîtriser leur comportement. De plus, ces paramètres constituent des données d'entrée pour les modèles de calcul de la durée de vie et du comportement dynamique des transmissions synchrones.

Au cours de ce travail, nous nous sommes intéressés à la transmission des puissances par courroie dentée. Ce mémoire est organisé de la manière suivante :

- ❖ Le premier chapitre est consacré à une introduction sur les différents types de courroie, et leurs matériaux de fabrication.
- ❖ Le deuxième chapitre est consacré à l'état de l'art sur les courroies, et les courroies dentées BINDER magnétique, leur structures ainsi que les différents types et la méthode de calcul.
- ❖ Le troisième chapitre est consacré à la comparaison du rendement théorique et expérimental.
- ❖ Le calcul des charges internes dans une transmission par courroie dentée nécessite la mise en place d'outils de calcul assez simples sur la base d'hypothèses raisonnables faites en modélisation mécanique. Des évidences expérimentales obtenues dans des laboratoires de recherche ont confirmé la validité de ces approches.

Chapitre 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES COURROIE

1.1. Introduction

Les courroies sont des éléments flexibles qui permettent de transmettre la puissance lorsque l'arbre moteur et l'arbre entraîné sont éloignés l'un de l'autre. Une transmission par courroies constitue une solution plus simple et plus économique qu'une transmission par engrenages. Par ailleurs, l'élasticité de ces éléments permet d'absorber des chocs et des vibrations, ce qui contribue à rendre la transmission silencieuse et à augmenter leur durée de vie. Les dimensions et les caractéristiques des courroies sont décrites dans les catalogues et documents divers fournis par les fabricants. Le rôle du concepteur de machines consiste donc à faire un choix judicieux en fonction des procédures établies par les fabricants. Pour réussir, il lui faut évidemment connaître les principes de fonctionnement et les facteurs importants qui peuvent influencer le choix de ces éléments [1].

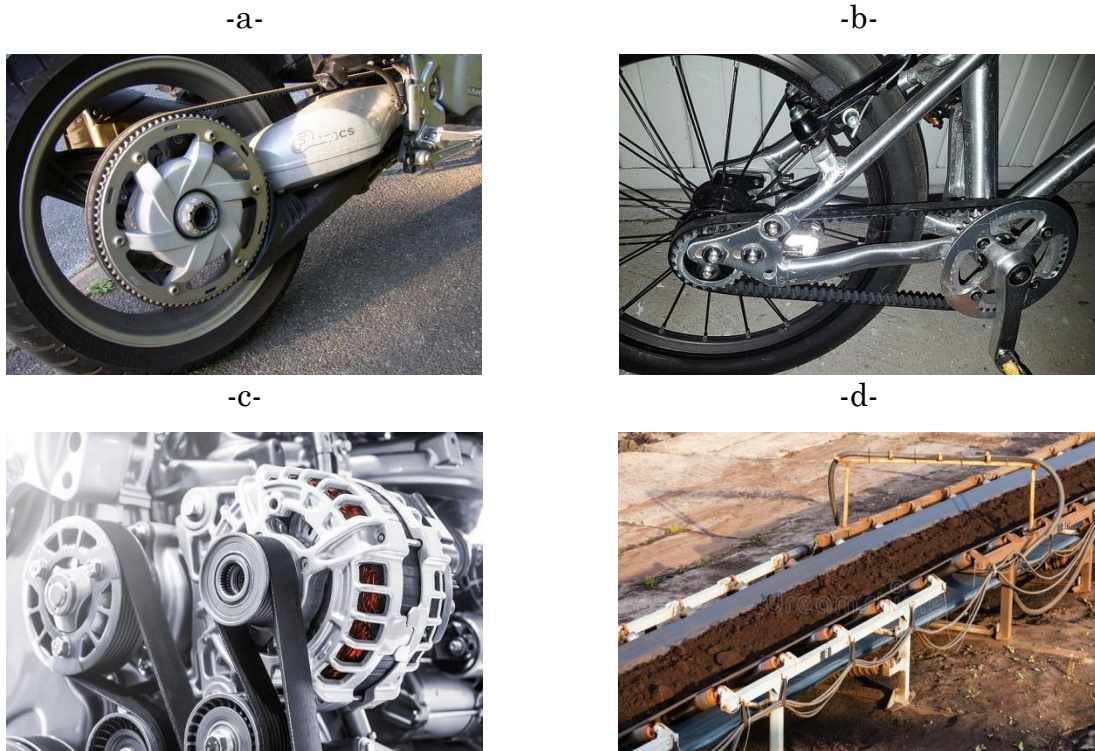


Fig.1.1-Exemple de transmission par une courroie : a- Courroie de transmission de moto, b- Courroie de transmission de velo, c- Courroie d'alternateur de voiture et d- Courroie d'un convoyeur.

1.2. Historique

D'après Gates [2], la transmission de puissance par courroie est utilisée depuis plus de deux cents ans. Le premier type de courroie apparu est la courroie plate s'enroulent sur des poulies à jante lisse. Plus tard, le coton ou les cordes en chanvre rond furent utilisés avec des poulies à rainures trapézoïdales dans le but de réduire la tension dans la courroie. Ceci a conduit au développement de la vulcanisation du caoutchouc pour produire la première courroie trapézoïdale en 1917. Plus tard. Dans l'idée de transmettre un mouvement avec synchronisme dans les machines à coudre. La compagnie Gilmer [2] lance sa première courroie synchrone dans les années 1940. Le progrès fût ralenti par la deuxième guerre mondiale mais fût poursuivi juste après pour que l'association des manufacturiers du caoutchouc (RMA) lance son premier catalogue de standardisation des courroies-V et synchrones en 1949. Ce n'est qu'en 1960 que les courroies synchrones remplacent les chaînes pour trouver leur application dans la distribution des véhicules afin de synchroniser le mouvement entre l'arbre à cames, les soupapes et le vilebrequin.

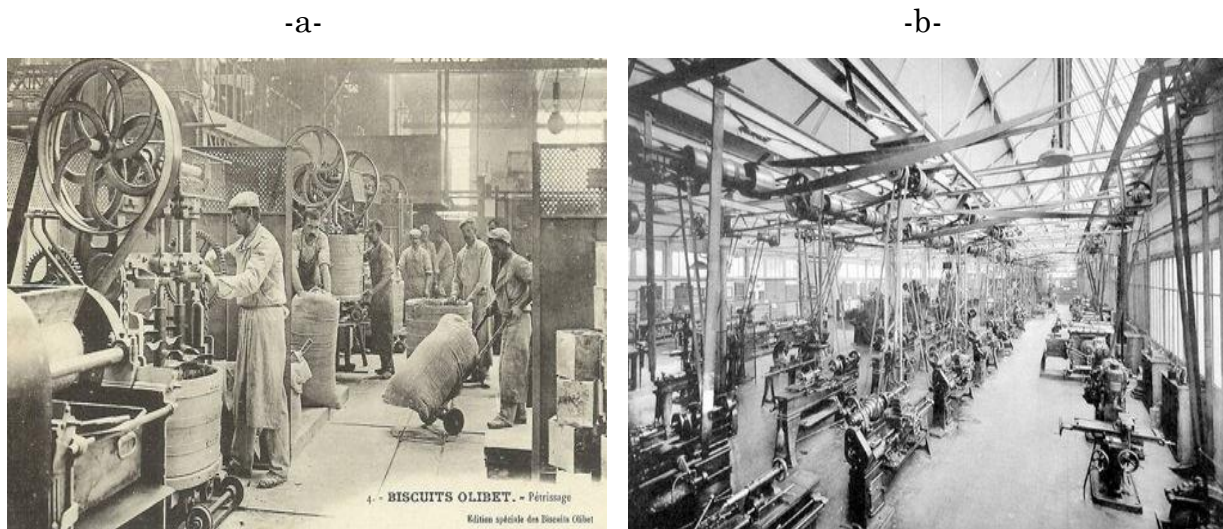


Fig.1.2- exemple d'utilisation des courroies : a- Courroie d'un pétrin à biscuits secs et b- Courroie dans des Atelier ENP Limoges – 1940.

1.3. Catégories de courroies

Il existe un nombre important de types de courroies. Elles se différencient par la forme, la dimension et le matériau. Le choix d'une courroie est lié à ses conditions d'utilisation, notamment le couple à transmettre et la température de fonctionnement

1.3.1. Les courroies plates

1.3 Définition

Ces courroies ont des sections rectangulaires dont la largeur est beaucoup plus grande que l'épaisseur, ce qui permet d'obtenir une grande surface de contact entre les courroies et les poulies et une grande flexibilité des courroies. Dans cette catégorie de courroies, on trouve : les courroies plates ordinaires, les courroies plates minces et les courroies crantées.

1.3.1.1 Les différents types des courroies plates

- *Courroies plates ordinaires*

Ces courroies sont fabriquées en cuir multicouches ou en matériaux synthétiques renforcés (voir Fig.1.3) ou non. Pour les courroies fournies en rouleaux, il faut relier entre elles les extrémités du morceau couplé en les cousant ou en utilisant des agrafes ou de la colle. Dans tous les cas, cette jonction diminue la capacité de charge de la courroie et augmente le niveau sonore du fonctionnement. Pour pallier ces inconvénients, on peut se procurer plates synthétiques sans fin, de longueurs normalisées.

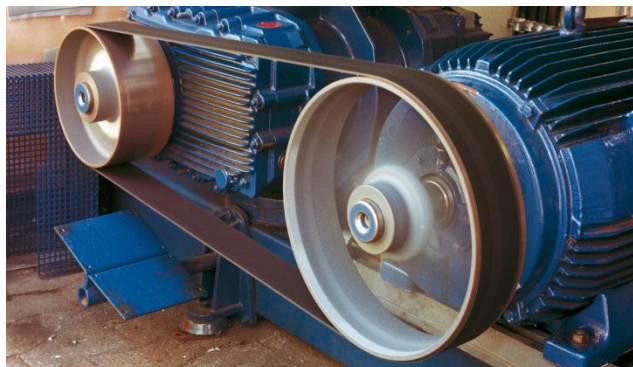


Fig.1.3 - Courroie plate en matériaux synthétiques renforcés.

- *Courroies plates minces*

Ces courroies (voir [Fig.1.4](#)) sont en général fabriquées en matériaux synthétiques de faible épaisseur (0.125 à 0.4mm). Elles sont conçues pour des utilisations sous faible charge et spécialisées : instruments, électronique, domaine médical, etc.



Fig.1.4 -Courroie plateminces.

1.3.1.2. Les Avantages

- rendement élevé jusqu'à 98 %
- facile à plier, mais débarquent par glissement
- grande tension requise, d'où usure par fatigue
- plus large, donc plus encombrante
- plus légère, donc les vitesses plus élevées (20-45 m/s, 500-1000 rpm)

1.4.1 Les courroies trapézoïdales

1.4.1.1. Définition

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées dans l'industrie. Elles furent d'abord mises au point pour répondre aux besoins de l'industrie automobile, certains mécanismes d'une automobile exigeant en effet des courroies de faible encombrement très résistantes à la traction et pouvant fonctionner dans des conditions d'utilisation difficiles avec une grande fiabilité. Ces courroies sans fin sont fabriquées en caoutchouc moulé autour d'un noyau de traction situé à l'axe neutre et recouvert d'un tissu résistant imprégné de caoutchouc (voir [Fig.1.5](#))



Fig.1.5-Courroies trapézoïdales.

Les courroies trapézoïdales sont caractérisées par :

- Une grande résistance à la traction due à leur mode de construction.
- Une résistance au fluage élastique due aux propriétés des fibres de renfort (notamment, leur faible rigidité).
- Un rendement élevé (pouvant atteindre 95 %) lorsque le système de transmission est bien conçu et entretenu.
- Une durée de vie raisonnable (bonnes résistance à la fatigue et à l'usure).

En outre, on peut augmenter la puissance transmise en multipliant le nombre de courroies ou en utilisant des courroies polytrapézoïdales.

1.4.1.2. Les différents types des courroies trapézoïdales

- les courroies trapézoïdales standards : est une courroie de section trapézoïdale. La forme trapézoïdale de la courroie lui donne un bon contact sans glissement, avec les poulies, par principe mécanique de coincement (elles ne doivent pas être trop tendues sous peine d'usure rapide anormale)(voir [Fig.1.6](#)).

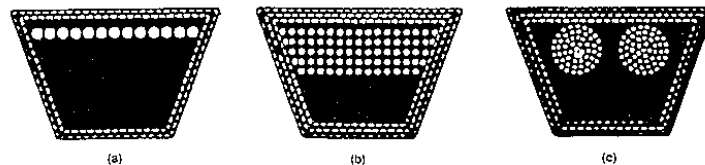


Fig. 1.6-Construction de diverses courroies trapézoïdales – type monocorde, b - type multicorde, c - type torche.[10]

- les courroies poly-trapézoïdales : Elles sont constituées de deux à cinq courroies classiques ou étroites au cours de la fabrication (voir [Fig.1.7](#)).

Elles permettent de réduire les vibrations latérales et un fonctionnement stable.



Fig. 1.7-Courroie poly trapézoïdale.[11]

- les courroies côtelées : Ces courroies (voir [Fig.1.8](#))allient les meilleures caractéristiques des courroies plates à celles des courroies trapézoïdales. Grâce à l'augmentation de la surface de contact, la traction induite est plus faible qu'avec les courroies plates, leur rendement est supérieur à celui des courroies trapézoïdales, car ce type de construction permet d'éliminer le coincement des courroies dans les rainures des poulies.



Fig. 1.8-Courroie côtelée.[11]

- les courroies à vitesse variable : Ces courroies trapézoïdales larges sont spécialement conçues pour assurer la transmission de puissance avec une variation progressive du rapport de vitesse. Les poulies sont, dans ce cas, composées d'un disque fixe et d'un disque mobile. Ce dernier, en se déplaçant, fait varier la largeur de la gorge de la poulie, permettre ainsi le déplacement radial de la courroie(voir [Fig.1.9](#)).



Fig. 1.9-Courroie à vitesse variable

- les courroies articulées : Ces courroies sont utilisées lorsque la distance entre les centres de la poulie est fixe. Elles sont constituées de maillons boutonnés entre, ce qui permet de faire varier leur longueur en fonction de l'installation et de corriger l'allongement causé par leur utilisation (voir [Fig.1.10](#)).

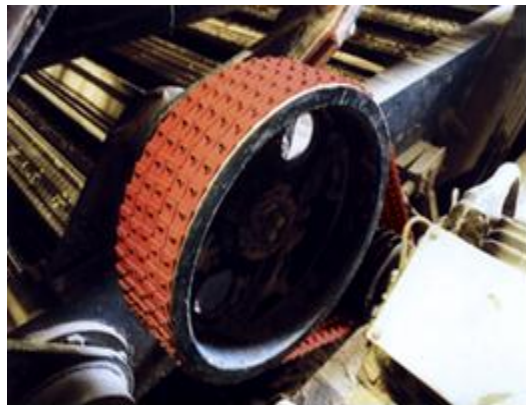


Fig. 1.10-Courroie articulée (à boutonnères).[\[12\]](#)

1.4.1.3 Les Avantages

- bon rapport: puissance/encombrement
- tension réduite, bonne stabilité latérale
- plus sujettes à l'effet de la force centrifuge
- meilleure adhérence, mais coincent dans la rainure
- plus lourde, donc les vitesses moins élevées (5-10 m/s)
- La courroie plate et la courroie trapézoïdale transmettent le couple par une force de frottement au rayon primitif de la poulie.

Courroies crantées (synchrones)

Définition

Ce sont des courroies plates dont la face interne est pourvue de dents transversales qui s'engrènent avec les crans d'une poulie crantée (voir [Fig.1.11](#)). On utilise ces courroies lorsqu'on veut éliminer le glissement entre les courroies et les poulies pour obtenir une transmission synchronisée, c'est-à-dire pour que le rapport de vitesse demeure constant et précis. Les courroies synchrones sont des éléments de machines qui servent essentiellement à transmettre des efforts, des mouvements de rotation. Cependant ; elles présentent quelques inconvénients, particulièrement une manque de robustesse (durée de vie très limitée) et un problème de fiabilité de fonctionnement. Mais, compte tenu de leurs avantages mécaniques les courroies synchrones constituent un élément de transmission très utile dans l'industrie.



Fig.1.11-Transmission par courroie crantée.

1.4.1.4. Les différents types des courroies crantées

- Courroies synchrones en polyuréthane (voir [Fig.1.12](#)): sont conçues pour réaliser des performances optimales particulièrement sur les transmissions à couple élevé et à petite vitesse pour toutes les applications industrielles. Elles augmentent considérablement la puissance transmissible, tout en assurant la même longévité. Le mélange en polyuréthane unique est résistant aux produits chimiques et

aux produits résiduels. En outre, les cordes de traction confèrent à la courroie une forte puissance de transmission et une résistance exceptionnelle à la flexion. Ces courroies constituent une excellente alternative aux chaînes à rouleaux parce qu'elles n'exigent pratiquement pas d'entretien et pas de retension. Elles supportent des températures de -54°C à $+85^{\circ}\text{C}$.



Fig.1.12-Courroie synchrone en polyuréthane

- Courroies synchrones en caoutchouc à dentures HTD (voir [Fig.1.13](#)): ces courroies garantissent une transmission de puissance maximale dans les applications à petite vitesse et à couple élevé. La forme spéciale curviligne des dents améliore la répartition de la contrainte et permet une charge totale plus importante. Elles sont conçues pour des vitesses jusqu'à 20000 tr/min. et une puissance maximale de 1000 kW. Leur fonctionnement est économique, avec l'absence de lubrification et de réglage causé par l'allongement ou l'usure. Elles supportent des températures de -30°C à $+100^{\circ}\text{C}$.



Fig.1.13-Courroie synchrone en caoutchouc à dentures HTD

- Courroies synchrones classiques (voir [Fig.1.14](#)): sont des Courroie synchrone à bouts libres. Ces courroies offre une alternative économique et sans entretien aux transmissions conventionnelles par chaînes ou à engrenage. Elles transmettent des puissances jusqu'à 150 kW et des vitesses jusqu'à 10000 tr/min. leur rendement pouvant atteindre 99%. • Elles supportent des températures de -30°C à +100°C.

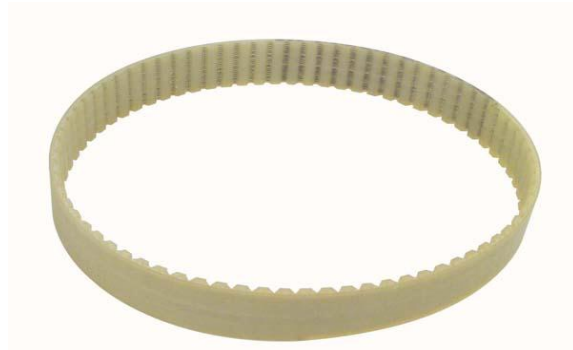


Fig.1.14-Courroie synchroneclassiques.

- Courroies synchrones double face (voir [Fig.1.15](#)): sont caractérisées par des dentssurses deux facesituéesles unes en face des autres. Ceci permet une inversion du sens de rotation et des puissances transmissibles élevées. Elles sontdistinguées par une haute flexibilité et un fonctionnement souple. Elles Transmettent jusqu'à 100% de sa puissance transmissible sur l'une ou l'autre de sesfaces, ou une puissance sur chaque face dans la mesure où la somme de ces deux puissances ne dépasse pas la puissance transmissible maximale.Elles supportent des de températures de -30°C à +100°C.

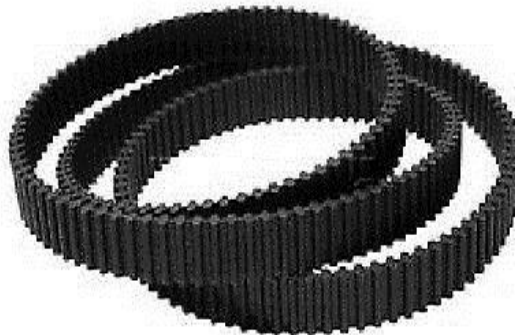


Fig.1.15-Courroies synchrones double face.[13]

- Courroies synchrones à bouts libres (voir Fig.1.16): leur utilisation convient plus particulièrement aux mouvements linéaires (portes automatiques, convoyeurs dans les entrepôts et ascenseurs), aux positionnements précis (machines-outils, machines à commande numérique) et aux transmissions réversibles (ordinateurs, imprimantes et machines de bureau). Elles assurent des Puissances élevées et positionnement très précis. En outre, elles ont une stabilité en longueur grâce à l'armature à module élevé. Elles supportent des températures de -30°C à $+100^{\circ}\text{C}$ (élastomère) / -54°C à $+85^{\circ}\text{C}$.



Fig.1.16-Courroies synchrones à bouts libres. [13]

Les Avantages

- Une transmission des forces sans glissement avec une bonne précision angulaire (transmission dite synchrone).
- Un fonctionnement à vitesses élevées pouvant dépasser 50m/s et une transmission entre arbres éloignés jusqu'à plusieurs mètres.
- un bon rapport poids-puissance

1.5.1.Les courroies rondes

1.5.1.1.Définition

Les courroies rondes sont surtout utilisées pour les petits mécanismes car leur capacité de transmettre une puissance est très limitée. Elles se montent dans des poulies à gorge ((voir Fig.1.17)). On obtient une forte adhérence par coincement de la courroie dans les gorges des poulies.

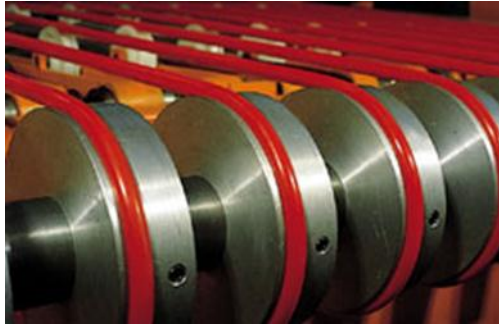


Fig.1.17-Transmission par courroie ronde.[14]

1.5.1.2. Les différents types des courroies rondes

- Courroies rondes armées : L'armature des courroies rondes est constituée de fibre aramide pour les courroies en polyuréthane, et de fibres polyester pour les courroies en élastomère de polyester. Cette armature bloque l'allongement de la courroie et permet de réduire les tensions de pose au montage. Ces courroies rondes armées (voir la [Fig.1.18](#)) sont particulièrement adaptées dans les cas des entraxes longs, transport de charges lourdes et accumulation ou démarrage en charge.



Fig.1.18-Courroies rondes armées.[14]

- Courroies rondes tubulaires : permettent une jonction rapide sur site par agrafage, sans outillage de soudure. La jonction se fait à l'aide d'une agrafe adaptée au diamètre de la courroie. Ce type de courroie (voir la [Fig.1.19](#)) est particulièrement utilisé dans le cadre de montages/démontages fréquents ou de dépannage. Cette courroie peut également être soudée.



Fig.1.19-Courroies rondes tubulaires .

- Les courroies rondes creuses avec raccord (voir la [Fig.1.20](#)) peuvent seulement être utilisées pour de très faibles résistances mécaniques.



Fig.1.20-Les courroies rondes creuses.

1.5.1.3. Les Avantages

- Facilité et rapidité de soudure sur place sans démontage du convoyeur
- Possibilité de raccourcir ou allonger une courroie
- Réparation facile et toutes les chutes sont réutilisables
- Offre un large choix dans la conception des convoyeurs
- Bonne résistance à l'usure à l'abrasion, hydrocarbures et solvants
- Large choix de revêtements

1.6. Matériaux des courroies et des poulies

1.6.1. Matériaux des courroies

Les premières courroies étaient faites de matériaux naturels (cuir, tissu fort, caoutchouc), alors qu'aujourd'hui on rencontre presque exclusivement des courroies faites de matériaux composites synthétiques. Les principaux matériaux utilisés pour la fabrication des courroies sont donc :

- le cuir est matériau classique des première courroies, le cuir n'est pratiquement plus utilisé aujourd'hui à cause de son prix élevé et de sa vulnérabilité aux conditions atmosphérique. Toutes fois, pour remplacer le cuir naturel, on utilise des composites cuir-perlon, cuir-nylon ou cuir-reslan, caractérisés par leur grande durabilité. L'utilisation du cuir est en fait limitée aux petites et moyennes vitesses.
- les tissus caoutchoutés sont des textiles en fibres de coton, de Nylon ou autre, imprégnés de caoutchouc, ce qui augmente leur coefficient de frottement. Les courroies faites de tissus caoutchoutés n'étant disponibles qu'en rouleaux, il faut relier par un joint les extrémités du morceau coupé
- les caoutchoucs ou élastomères renforcés sont utilisés pour fabriquer des courroies sans fin et des courroies en rouleaux, avec lesquelles on fabrique des courroies plates avec joints vulcanisés ou encollés. Pour augmenter leur résistance à la traction, on renforce ces composites avec les fils de Nylon, des fibres de verres, d'acier ou de carbone. Ces composites peuvent transmettre une puissance pouvant atteindre 30 kw par cm de largeur de courroies à des vitesses allant jusqu'à 20m/s.

1.6.2 Matériaux des poulies

Le matériau utilisé est principalement la fonte, bien que l'acier puisse être utilisé pour des tailles plus petites ou quand une solidité plus grande ou une masse plus faible sont nécessaires. Un alliage d'aluminium peut être également utilisé ; toutefois, l'emploi de l'alliage est limité à des transmissions légères, l'usure étant en général élevée. Les poulies en matières plastiques ont une limitation similaire. Les poulies peuvent être monoblocs, assemblées ou en deux parties. Cette dernière solution présente l'avantage d'un démontage et d'un remontage faciles en séparant les deux parties boulonnées ensemble. Il existe également des poulies dites « à moyeu amovible », qui diffèrent par le fait que ce sont des poulies monoblocs et que seul le moyeu est démontable et fixé par des vis. Cela sert à rendre la poulie solidaire de son arbre. Les poulies peuvent être fixées sur leur arbre par frettage à chaud ou emmanchement à la presse, par clavetage, par vis de pression, ou bien par une combinaison de ces méthodes.

Le montage par moyeu amovible est très largement répandu pour les nombreux avantages qu'il procure, en particulier pour la facilité de montage et de démontage ainsi que pour la réduction des usinages.

1.7. Galets tendeurs

Un "galet tendeur", tel qu'il est utilisé dans les transmissions à courroies trapézoïdales, est en fait une poulie qui ne transmet aucune puissance. Ce peut être une poulie à gorges ou une poulie plate. Les galets tendeurs sont utilisés pour différentes raisons :

- Pour effectuer le rattrapage sur les transmissions à entraxes ;
- Pour contourner des obstacles ;
- Pour les transmissions quarts de tour (dans le cas de transmissions multiplans) ;
- Pour diminuer les longueurs de brin lors de vibrations ;
- Pour maintenir la tension ;
- Pour agir comme un embrayage.

Les galets imposent toujours des efforts de flexions supplémentaires aux courroies. Par conséquent, il est préférable d'utiliser un autre moyen lorsqu'ils ne sont indispensables. Si leur emploi est nécessaire, leurs dimensions et positions doivent être choisies de manière à maintenir au mieux les performances de la courroie.



Fig. 1.21-Différents types des galets et tendeurs

1.8. Conclusion

Cette partie nous a permis de mettre en relief les quelques caractéristiques des courroies de transmission et comprendre le comportement macroscopique de cet organe. Naturellement comme toute autre transmission, le rentrainement par courroies est sujet à différents types de défaillances comme on vient de le voir.

Le réglage de la tension statique demeure donc un aspect de maintenance primordial en ce qui concerne la longévité et le rendement de la courroie et de la transmission. De nos jours,

lorsque le technicien de maintenance installe ou remplace une courroie dans une transmission, souvent il n'est pas équipé d'instruments nécessaires pour ajuster la tension de pose. Au moyen des tendeurs à vis, il règle la tension de la courroie qu'il estime en la faisant simplement fléchir avec le doigt. Le résultat dépend toujours de l'habileté et de l'expérience du technicien, et est difficilement reproductible. Aussi est-il préférable de disposer d'un outil de contrôle pour mesurer cette tension avec précision et de façon reproductible.

Chapitre 02
DESCRIPTION DES COURROIES
DENTEES

2.1. Introduction

La courroie synchrone est véritablement au cœur du système et est considérée comme un élément essentiel. Les courroies entraînent de nombreux composants divers et le dysfonctionnement ne serait-ce que d'une d'entre elles pourrait conduire à des situations dangereuses. Dès qu'un moteur tourne, la courroie fonctionne en permanence. Les températures élevées sous le capot, associées à une flexion constante, laissent leurs traces ; au fil du temps, même la meilleure des courroies finit par s'user et doit être remplacée. Les autres composants de la transmission ne sont pas non plus éternels. Les galets tendeurs, les galets enrouleurs, les amortisseurs de vibrations de torsion et les poulies d'alternateur débrayables sont des pièces d'usure, et non des « pièces dures », comme le pensent de nombreux mécaniciens. L'usure de ces composants [Fig.2.1](#) affecte le bon fonctionnement de la courroie et, par conséquent, les performances de l'ensemble du système.

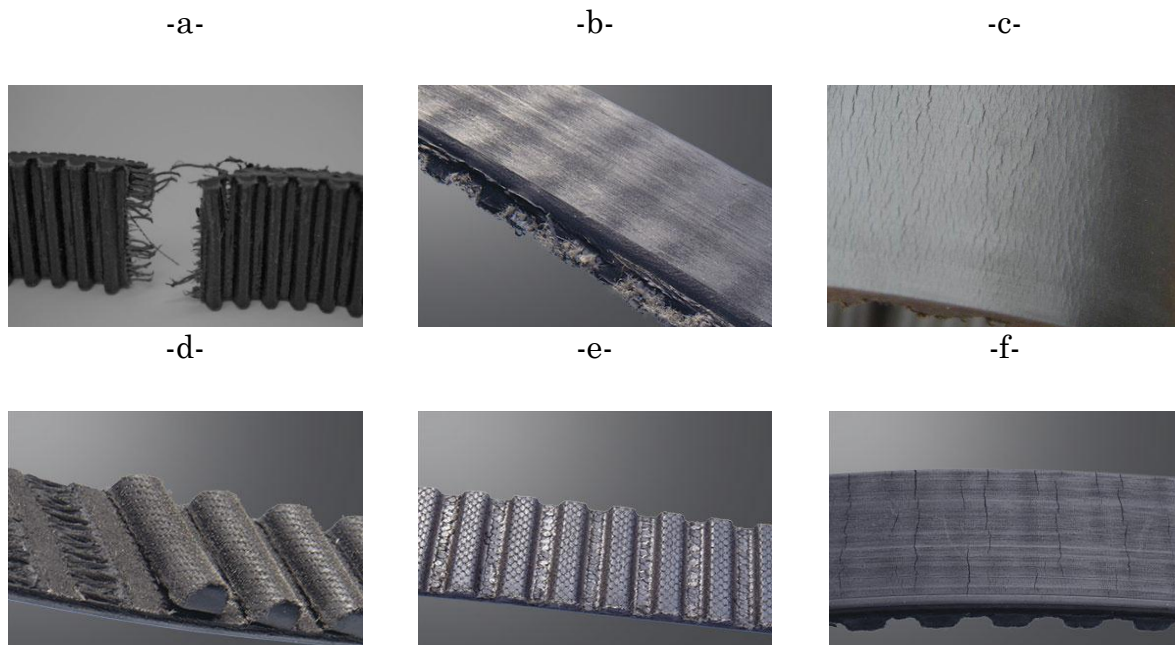


Fig.2.1- Symptômes et causes de rupture de la courroie de distribution : a- Rupture irrégulière, b- Usure des flancs, c- Défaut de tension ou élément extérieur bloqué, d- Détachement et Arrachement des dents, e- Usure de la surface et f- Fissure extérieure

2.2. Eta de l'art sur les courroies dentées

De nombreuses recherches sont démarrées il y a 70 ans dans les deux directions théoriques et expérimentales pour définir et comprendre le comportement dynamique des courroies synchrones et par conséquent optimiser la durée de vie. Ces recherches ont véritablement contribué à comprendre scientifiquement le phénomène de dégradation de ces courroies de distribution et réussi à éclaircir certains points, telle que l'influence de la température et la géométrie des dents sur le bon fonctionnement et le rendement de ces courroies.

En 2019, Yan et al[1] ont concentré leurs recherches sur la qualité de surface usinée au niveau de la micro-force de coupe afin de caractériser le processus de rectification robotique de la courroie abrasive et ses mécanismes de coupe utilisant la technologie de contrôle de force. Ils ont proposé un modèle de taux d'enlèvement de matière prenant en compte les effets des circuits d'inclusion et de découpage est tout d'abord conçu pour démontrer le véritable processus de rectification robotique.

A notre connaissance, seulement cinq études ont été obtenues en 2018, Wang et al[2] ont présenté une étude expérimentale pour comprendre de manière exhaustive les mécanismes de la rectification à sec de courroie sur un acier durci. Ils ont étudiées quantitativement et visuellement l'usure de la courroie et l'évolution du changement de texture de surface. En outre, Andrejiova and Grincova[3] ont développé un modèle qui analyse et de la classe les dommages causés d'un convoyeur par l'impact de la chute du matériau sur une courroie transporteuse. Cette classification a été effectuée à l'aide du classificateur Naïve Bayes. Ce modèle est basé sur des mesures expérimentales réalisées avec une machine d'essai spéciale.

À cet égard, Błażej et al [4] ont proposé une présentation détaillée du module magnétique destiné au contrôle des courroies transporteuses avec des câbles en acier.

Ce module magnétique est composé de la sonde de mesure BeltGuard™ et de l'application DiagBelt qui sert à évaluer l'état des courroies en acier posées sur des convoyeurs et à planifier leur réparation et leur remplacement. Ensuite, une nouvelle méthode de contrôle quantitatif en temps réel des conditions de la courroie abrasive dans un système de rectification robotique a été proposée par Zhang et al [5]. Cette méthode est basée sur des signaux sonores. Ils ont établi un nouveau modèle basé sur les données à l'aide de la machine d'apprentissage extrême optimisée (OP-ELM). Ce modèle est développé pour prédire le facteur de capacité de broyage de la courroie. Yu et al [6] ont développé une nouvelle approche dans la détection de déchirure longitudinale d'une courroie transporteuse par un capteur DBID combine la lumière infrarouge moyenne et infrarouge longue. Ils ont utilisé la transformation de Hough pour détecter les lignes de dommages.

En 2017, Xiao and Huang [7] ont établi un modèle d'enlèvement de matière en cycle de vie (LCMR) par une méthode de finition efficace par courroie (BEF) afin de réaliser l'opération de finition finale de précision pour les composants en alliage de titane. Pour réaliser leur modèle, ils ont décrit deux points essentiels. Premièrement, le modèle théorique de LCMR est établi par la courbure de LCMR pour BEF, qui repose sur le mécanisme d'enlèvement de matière de la finition de courroie. Deuxièmement, les modèles mathématiques paramétriques de LCMR pour BEF, qui est utilisé pour les matériaux en alliage de titane à surfaces plates et cylindriques sont établis par la méthode de la régression linéaire multiple par la méthode des moindres carrés après expérimentation orthogonale. En outre, Honus et al [8] ont traité l'analyse des défaillances d'un tapis roulant lié au lieu de l'impact des matériaux de l'ensemble de l'installation. Ils ont étudié comment le nombre de rouleaux porteurs de convoyeurs influence la contrainte de compression de la courroie au lieu de l'impact.

Cependant, Hakami et al [9] ont étudié l'influence des différents paramètres sur l'usure des courroies transporteuses tels que la charge, la distance de glissement, le frottement et les propriétés mécaniques des caoutchoucs, ainsi que le taux d'usure des matériaux à base de caoutchouc.

Cette étude est basée sur les informations disponibles dans la littérature. Une année avant, il avait deux études, la première par Fedorko et al [10] ont proposé une approche innovante concernant la possibilité d'application des outils de test non destructifs, notamment dans le domaine des courroies transporteuses à câble d'acier. Ils ont développé un modèle qui répond de manière satisfaisante au statut réel, typique du fonctionnement standard des courroies transporteuses à câble d'acier. La deuxième par Andrejiova et al [11] ont étudié les différents niveaux de dommages sur les courroies transporteuses en caoutchouc-textile. Cet endommagement dépend de l'hétérogénéité du matériau transporté, des conditions de transport et des attributs de la bande transporteuse elle-même. Les courroies transporteuses utilisées dans cette étude ont été divisées en trois catégories: neuves, usées et rénovées. Au total, 67 éprouvettes ont été examinées. Ils ont choisi la méthode de régression logistique afin d'analyser les niveaux individuels d'endommagement de ces courroies transporteuses par deux embouts de marteau à percussion de formes différentes (sphérique et pyramidal).

En 2015, Serpin et al ont proposé deux articles. Dans le premier [12], ils ont présenté tous les effets de la structure d'une courroie abrasive lors d'une finition en une étape. Les tests effectués ont montré que, pour un même nombre de tours, la modification du temps de cycle ou de la vitesse de rotation peut donner lieu à des états de surface, une usure de la courroie et une consommation d'énergie différente, en fonction de la morphologie de l'abrasif considérée. À la cour de deuxième article [13], ils ont décrit une approche basée sur une analyse multi échelle de ces nouvelles courroies et à examiner le lien entre leurs morphologies, l'état de surface des pièces finies pour courroies et les mécanismes physiques qui régissent leurs performances d'usure. En fin, Dobrotă [14] a proposé une approche sur les joints de vulcanisation de différents produits en caoutchouc et en particulier les courroies transporteuses ATRBZ renforcées par des insertions métalliques incrustées. Cette approche est basée sur l'augmentation la durée de vie de ces courroies.

À cet égard, ils ont visé à trouver une solution technique permettant l'homogénéisation des propriétés tant dans la zone de collage que dans le reste de la courroie.

En 2014, Fedorko et al [15] ont analysé plusieurs échantillons sélectionnés de la courroie transporteuse qui a été utilisée pour le transport d'un minerai grillé à la température de 120 ° C. Ils ont développé une méthode de diagnostic non destructive qui permet d'envisager une possibilité d'opération future de la bande et d'obtenir des informations plus détaillées sur ce type de processus dommageable. D'autre part, Molnara et al [16] ont décrit une étude comparative entre le test d'abrasion ISO 4649 et le test ASTM G65 avec des particules abrasives arrondies et roulantes, ainsi qu'avec des applications réelles, afin de déterminer les tests appropriés pour ces derniers. En outre, ils ont mis en corrélation les taux d'usure avec les propriétés mécaniques du caoutchouc et améliore la compréhension du mécanisme d'usure prédominant.

Par conséquent, Domek et al [17] ont développé un modèle qui décrit la relation entre la traction et le glissement dans un convoyeur à courroie plate entraîné par roue et à surface incurvée. Ce modèle inclut les propriétés viscoélastiques de la surface de roulement en caoutchouc sous la forme d'éléments Maxwell. Ensuite, Yang et al [18] ont étudié une technique d'inspection en ligne des courroies de convoyeurs basée sur la vision industrielle. Ils ont mis au point un système d'inspection visuelle permettant de détecter les déviations longitudinales des courroies transporteuses par le biais des déchirures, à l'aide de la caméra CCD industrielle à réseau linéaire et du Gigabit Ethernet. Bien que, Molnár et al [19] ont analysé l'impact des forces de tension asymétriques, qui se produisent dans la courroie transporteuse, sur les forces de contact des rouleaux de guidage. Ils ont décrit les causes d'usure accrue des courroies transporteuses due à une tension asymétrique par le test Friedman. Ils ont appliqué une méthode afin d'identifier les états des phases expérimentales particulières du processus de mise en tension et de relaxation de la courroie de transport. Cette méthode est basée sur les différences de comportement de temps de force de contact.

En 2013, Jourani et al [20] ont présenté une étude sur le processus de finition des courroies en utilisant un modèle 3D avec une usure abrasive à aspérités multiples sur de vraies surfaces rugueuses. Le modèle établi permet de déterminer l'effet de la géométrie locale du grain abrasif sur le coefficient de frottement et le taux d'usure. D'autre part, Fedorko et al [21] ont présentée une analyse d'un échantillon d'une courroie transporteuse avec une anomalie locale qui s'est formée pendant les mesures expérimentales afin de déterminer la relation entre le poids du matériau, la hauteur et les conditions de force qui tranchent sur cette courroie, ils ont décrit une méthode métré-tomographie par ordinateur qui s'applique par un logiciel de Volume Graphics VG Studio MAX 2.2. Khellouki et al [22] ont présenté une simulation des micromécanismes de finition de courroie au niveau des grains d'interface / surface souple par des tests de grattage. Ils ont formulé de nombreuses hypothèses pour simplifier l'interaction complexe de l'action des grains telle que la charge, la forme du grain, les mouvements aléatoires et la vitesse de glissement. Ils ont développé et validé un modèle analytique qui a permis d'obtenir la contribution d'adhésion dans un processus de grattage.

En 2012, Musselman and Djurdjanovic [23] ont visé à mettre au point un système de maintenance basé sur les conditions plus intelligent pour la surveillance de la courroie dans un système de manutention de matériau automatisé. Ils ont exploré les faiblesses de la technique standard entièrement manuelle pour la surveillance statique de la tension de la courroie et du désalignement dans les systèmes AMHS à courroie des systèmes de fabrication de semi-conducteurs modernes. Cette fondée sur l'équation d'onde à une dimension et l'estimation de la tension de la courroie à partir de la fréquence fondamentale des vibrations de la courroie. Chou et al [24] ont utilisé la méthode de vulcanisation et l'analyse de la moyenne (ANOM) de la méthode de Taguchi, pour but d'étudié les conditions optimales d'épissure (ou de vulcanisation) d'une courroie transporteuse en tissu avec une meilleure capacité d'allongement dans la zone épissée. Ils ont contribué à la détermination en pourcentage de chaque paramètre expérimental susmentionné au processus de vulcanisation à l'aide de la même méthode de Taguchi.

Trois ans avant, Mezghani et al [25] ont mené une étude expérimentale paramétrique sur les performances de la finition des courroies pour les aciers trempés cylindriques et les pièces en fonte. En 2008, Mezghani et al [26] ont abordé une étude paramétrique qui vise à mettre au point une méthode d'évaluation des abrasifs appliqués pour la rectification de précision des courroies. Cette étude basée sur l'identification des relations prévalences entre les caractéristiques changeantes des grains fixes sur les courroies souples revêtues et les performances de rectification.

En 2007, Khellouki et al [27] ont développé une approche expérimentale pour but d'améliorer les connaissances sur l'influence des paramètres de finition de la courroie sur la rugosité de la surface, sur les mécanismes d'usure du grain abrasif et sur les mécanismes d'enlèvement de matière. En outre, Lowndes et al [28] ont mené une étude expérimentale et informatique pour caractériser l'initiation et la propagation du feu le long des surfaces supérieure et inférieure d'une courroie transporteuse montée dans une galerie d'essais expérimentaux ventilée à pleine échelle y. Ils ont construite des modèles informatiques à l'aide du code logiciel tridimensionnel du logiciel CFD, FluentTM. Ils ont proposé une nouvelle méthode de modélisation pour représenter la propagation de flamme observée le long des surfaces de la courroie transporteuse. .

En 2005, Jourani et al [29] ont étudié le contact entre une courroie constituée de grains abrasifs et la surface, en particulier pour comprendre le physique de l'abrasion, ils ont établi un modèle numérique tridimensionnel. Ce modèle fournie des informations importantes et essentielles pour comprendre la manière dont les grains abrasifs retirent le matériau dans l'interface de la courroie et de la pièce.

Smith [30] a abordé les problèmes tribologiques de friction et d'usure associés propres à la cartouche de la bande d'une courroie de transmission. .il a indiqué en quoi la solution des problèmes liés à la tribologie a contribué à l'augmentation de la capacité et des performances de la cartouche.

En 1995, Kozhushko [31] a étudié le comportement en fatigue de trois types de courroies transporteuses en tissu qui sont soumises à un chargement par cisaillement. Abrate [32] a mené une étude pour une courroie de transmission qui

a été soumise à des déformations axiales, transverses et de torsion. Ils ont présenté des modèles qui sont basés sur l'analyse des vibrations libres ou forcées. Gerbert [33] a présenté un concept d'usure linéaire qui est appliqué sur une transmission par courroie plate. Il a détecté que l'usure de la couche de friction entraîne une diminution des frottements et un mauvais fonctionnement graduel (glissement excessif) par inspection pendant l'arrêt et éventuellement aussi pendant le fonctionnement. Ensuite, Kim et al [34] ont proposé une étude théorique et expérimentale des caractéristiques du frottement entre une courroie abrasive et une poulie menant ou menée. Ils ont développé une équation entre le coefficient de frottement et la tension de la courroie pour une courroie abrasive sur une poulie. Enfin, Shibata et al [35] ont étudié les caractéristiques d'usure des arêtes de coupe abrasives sur les courroies abrasives revêtues par des observations au microscope. Ils ont proposé un modèle d'enlèvement de métal pour but d'expliquer les caractéristiques de rectification de la courroie et leurs modifications dans le même temps.

2.3. Description des courroies dentées binder magnetic

2.3.1 Généralité

Depuis 1971, BINDER MAGNETIC a été l'acteur principal du développement des courroies polyuréthane armées câbles acier dans l'industrie en France. Cette entreprise est spécialiste dans les éléments de transmission depuis plus de 35 ans, propose toute une gamme de courroies et de poulies dentées.

Ces produits sont particulièrement préconisés pour les applications nécessitant un entraînement synchrone précis, une transmission de puissance ou une fonction de convoyage. Les courroies (voir Fig.2.2) sont réalisables avec des revêtements, des usinages divers et des entraîneurs soudés. De nombreuses références standard sont disponibles sur stock et ils réalisent toutes fabrications spécifiques selon plan. Ils proposent également un grand choix d'accessoires pour optimiser les transmissions et les équipes techniques et commerciales.

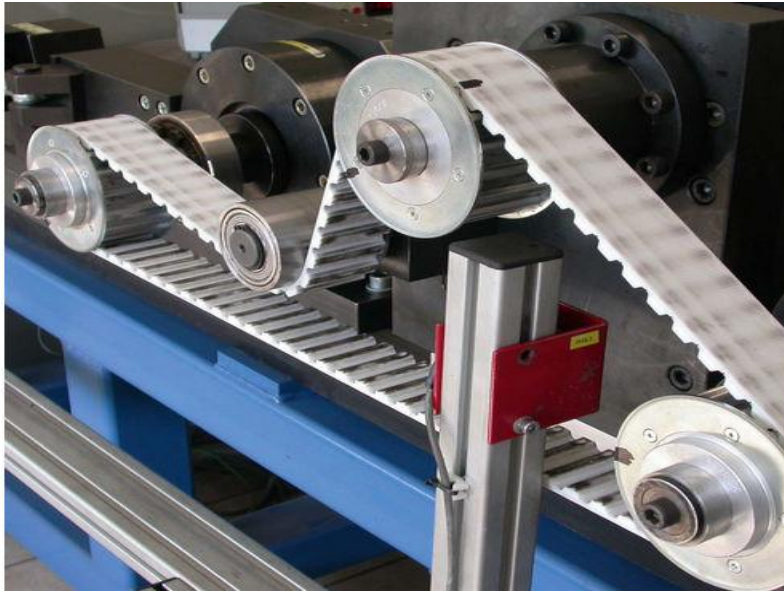


Fig. 2.2-Transmission par courroie Binder Magnetic.

2.3.4. Structure des courroies binder magnetic

Les courroies de transmission BINDER MANGETIC sont armées, en standard, de câbles en acier zingué. Grâce à ces câbles, les courroies conservent leur stabilité de longueur. Toutefois, comme tout métal, l'acier se déforme sous l'effort en suivant la loi de Hooke. Cette loi décrit les déformations sous effort dans la phase d'élasticité. L'allongement de la courroie sera proportionnel à l'effort dans le brin. Dans cet article, nous avons utilisé des poulies dentées (Fig.2.3).

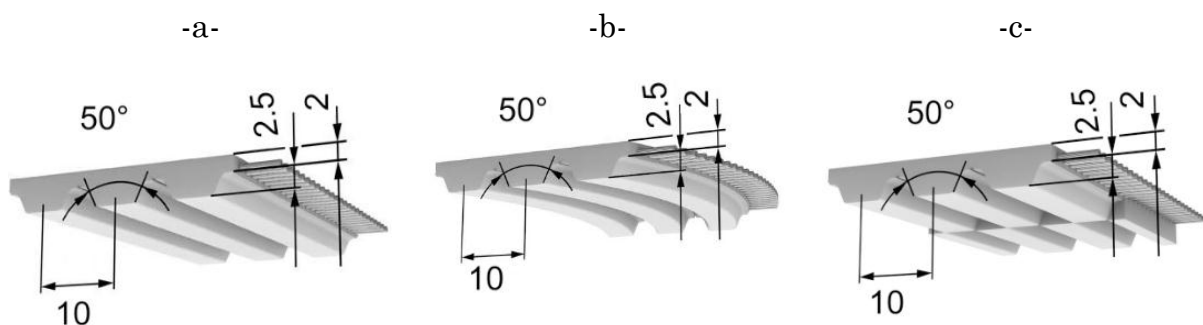




Fig. 2.3 – Les types de courroie et leurs poulies BINDER MAGNETIC: a- AT10, b- BAT10 et c- SFAT10.

Il existe plusieurs catégories de courroies, définies selon la forme de leur section :

- Courroie crantée - AT10 (Fig.2.3-a): Cette courroie bénéficie d'un nouveau polyuréthane associé à une plus grande densité de câbles bobinés en bifilaire. Ceci permet d'obtenir un meilleur guidage latéral, ainsi qu'une puissance augmentée. Uniquement fabriquée par moulage sans fin. Elle est à utiliser pour les transmissions de grande puissance.
- Courroie crantée - SFAT10 (Fig.2.3-c): Profil autoguidé à dents décalées présentant les avantages suivants :
 - Autoguidage : poulies sans flasque.
 - Niveau sonore réduit : le choc de l'engrènement est limité donc la transmission est plus silencieuse.
 - Puissance transmissible maximale : toute la largeur de la denture est utilisée.
 - Effet polygonal réduit.
 - Vibration réduite : lors de l'utilisation de galets porteurs ou de galets tendeurs côté denture.
- Courroie crantée - BAT10 (Fig.2.3-b): Profil à dents en arc de cercle présentant les avantages suivants :
 - Autoguidage : poulies sans flasque.
 - Niveau sonore très faible : moins de vibrations à l'engrènement.
 - Effet polygonal très faible.
 - Vibrations supprimées lors de l'utilisation de galets porteurs ou de galets tendeurs côté denture (angle d'enroulement réduit).

Elles sont des éléments essentiels de la transmission. Elles permettent d'assurer un bon fonctionnement et de garantir une durée de vie optimale à la courroie. Ces poulies Binder-Magnetic sont fabriquées selon la norme MULCO pour fonctionner de manière optimale avec leurs courroies [37]. Ces poulies standard sont en aluminium 2017 ou en alliage d'aluminium haute résistance AIHR (7075) pour des transmissions de forte puissance ou à "à-coups" élevés (chocs ou variation de couple importants) voir [Tableau.1](#)

Tableau.2.1- Paramètres des poulies BINDER MAGNETIC.

Poulie	Nombre de dent Z_1, Z_2	Diamètres d_{k1}, d_{k2} [mm]	entraxe a [mm]	Largeur de poulie L [mm]	Matériau
AT10	30,40	93,125	464	40	Al 2017A
BAT10				37	AIHR
SFAT10				38	(7075)

2.3.5. La méthode de calcul des paramètres de la courroie AT10

Ces courroies dentées transmettent une puissance P ou plus exactement un couple C par les dents en prise Z_e sur la petite poulie motrice de diamètre d_{k1} tournant à une vitesse N_1 . Chaque dent en prise est capable de transmettre un effort maxi de $F_{T/Z}$. Pour définir une courroie, il faut donc connaître l'effort tangentiel F_T qui s'appliquera aux dents en prise Z_e et aux câbles d'armature voir [Fig.2.4](#).

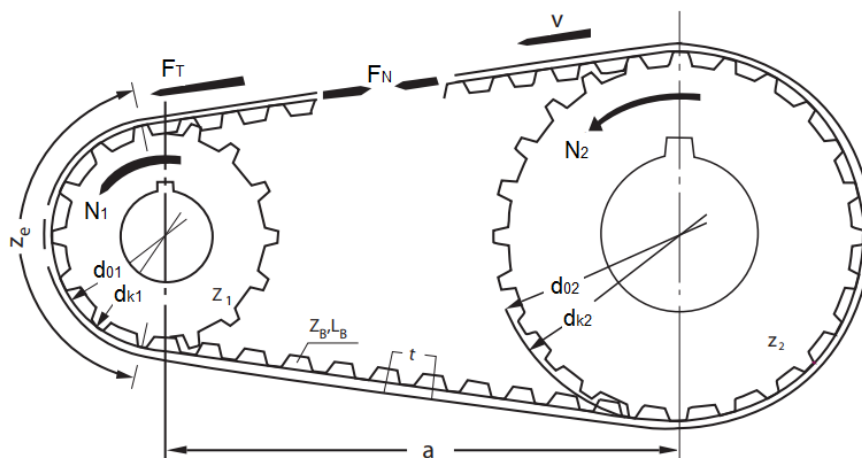


Fig. 2.4- Transmission avec courroie binder (AT10, BAT10 et SFAT10).

Les équations suivantes Eq (2.1), Eq (2.2), Eq (2.3) et Eq (2.4), Eq (2.5) et Eq (2.6) sont utilisées pour déterminer la puissance à transmettre P puis on en déduit la force tangentielle F_T , la vitesse linéaire V , le nombre de dents en prise Z_e sur la poulie motrice et la fréquence de résonance f pour régler la tension de pose à l'aide de l'appareil TSM3 [24]:

$$C = \frac{d_{k1} \cdot F_T}{2 \cdot 10^3} \quad (2.1)$$

$$P = \frac{C \cdot N_1}{9,55 \cdot 10^3} \quad (2.2)$$

$$F_T = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{N_1 \cdot d_{k1}} \quad (2.3)$$

$$V = \frac{N_1 \cdot d_{k1}}{19,1 \cdot 10^3} \quad (2.4)$$

$$Z_e = \left[\frac{Z_1}{2} - \frac{t \cdot Z_1}{2 \cdot \pi^2 \cdot a} \cdot (Z_2 - Z_1) \right] \quad (2.5)$$

$$f = \sqrt{\frac{1000 \cdot T_0}{k \cdot B \cdot a^2}} \quad (2.6)$$

D'après les équations précédentes, on obtient les valeurs des paramètres de cette courroie AT10 en fonction de vitesse angulaire, couple et de tension de passe par le [Tableau.2.2](#).

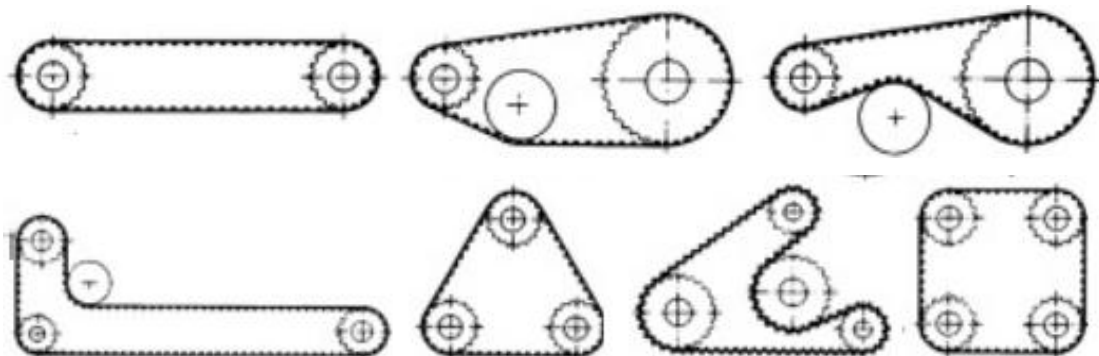
Tableau.2.2-Paramètres d'une transmission par courroie de types AT10

Couple [N.m]		Force tangentielle [N]	Vitesse de rotation [Tr/min]				
			500	1000	1500	2000	2500
Puissance [kW]	25	534	1.3	2.6	3.9	5.2	6.5
	50	1068	2.6	5.2	7.8	10.4	13
	75	1602	3.9	7.8	11.7	15.6	19.5
Vitesse linéaire [m/s]			1.21	2.43	3.65	4.87	6.08
Tension de pose [N]			400		500		600
Fréquence [Hz]			48.2		53.9		59
Nombre de dent Z_e		14.67 « maxi pour le calcul 12 »					

2.3.6. Exemples d'utilisation

La courroie Binder magnetica été conçue pour offrir le meilleur rapport qualité prix pour les applications standard du transport par courroie. Elle peut être utilisée dans toute application :

- Mouvement de rotation :il correspond au mouvement de la poulie en liaison pivot par rapport au bâti. (voir Fig.2.5).



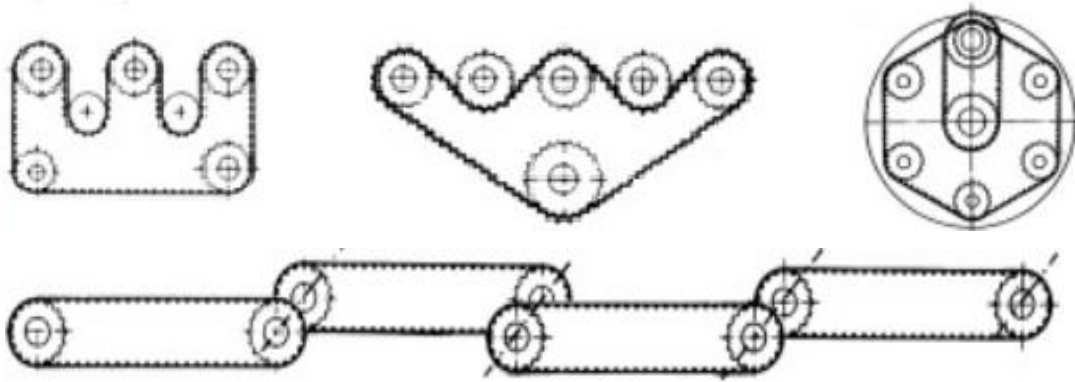


Fig. 2.5-Exemples d'utilisation pour un mouvement de rotation.

- Mouvement linéaire il correspond au mouvement qui s'effectue le long d'une droite. Au cours d'un mouvement rectiligne entre poulie et courroie, (voir Fig.2.6).

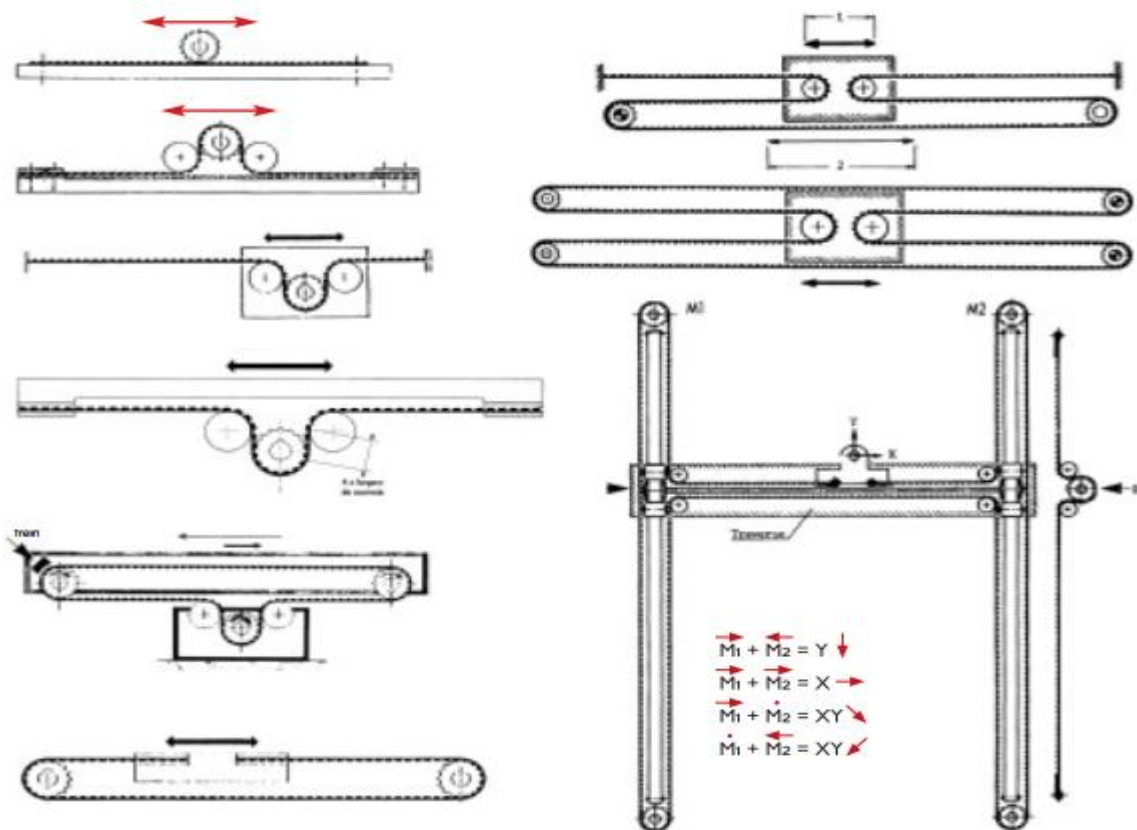


Fig. 2.6-Exemples d'utilisation pour un mouvement linéaire

- Convoyage, transport et indexage (voir Fig.2.7).

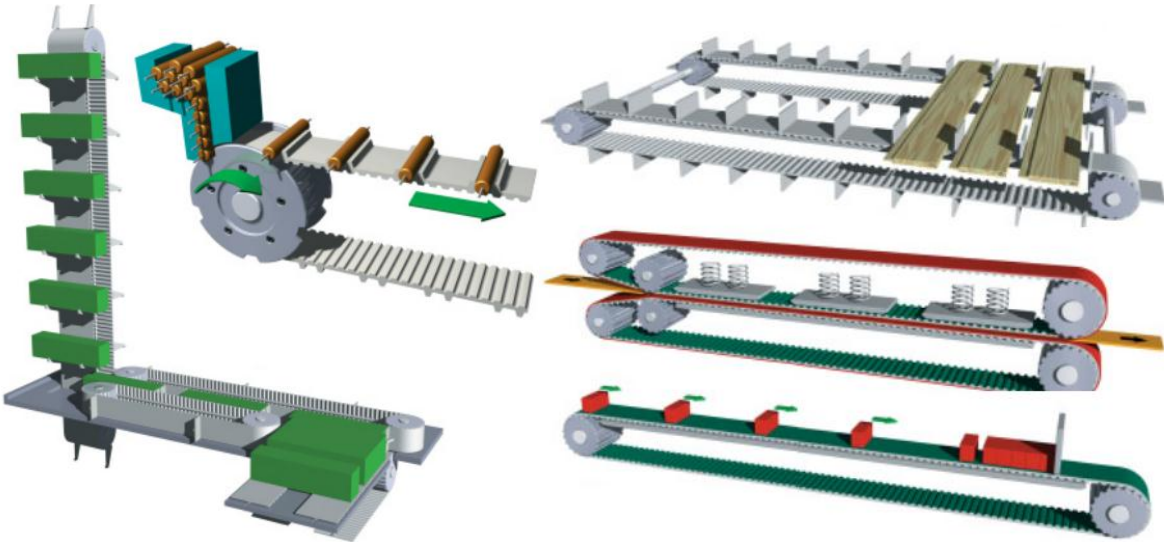


Fig. 2.7-Exemples d'utilisation (Convoyage, transport et indexage).

2.4. Conclusion

Nous avons présenté dans la première partie de ce chapitre, un bref état de l'art sur les courroies. Dans la deuxième partie, nous avons présenté les courroies de type BINDER MAGNETIC, leurs structures, ainsi que leurs différents catégories et la méthode de calcul des paramètres de ces courroies et leurs exemples d'utilisation dans l'industrie.

Chapitre 3

LA DETERMINATION DU RENDEMENT D'UN TRANSMISSION PAR COURROIE BINDER MAGNETIC

3.1. Introduction

L'étude du rendement des transmissions mécaniques a fait l'objet de nombreux travaux. Parmi eux il est possible de citer G. Henriot [41] ou encore E. Buckingham [42]. Comme dans tout mécanisme des pertes de puissance ont lieu. Elles sont dissipées sous forme de chaleur et provoquent l'échauffement des éléments de la transmission. Elles sont classiquement rangées en deux catégories [43], [44]:

- Les pertes indépendantes de la charge ; dans cette famille on peut citer le brassage du lubrifiant, les pertes hydrodynamiques dans les roulements, ou encore le frottement aux joints.
- Les pertes dépendantes de la charge ; dans cette famille on classe les frottements dans les roulements, ou entre les dentures en contact.

Quelle que soit la catégorie considérée, il y a une dépendance entre les pertes de puissance et les caractéristiques du lubrifiant. Celui-ci ayant pour but de diminuer le frottement qui a lieu aux différents contacts mécaniques, mais également d'évacuer la chaleur générée par les éléments de la transmission.

3.2. Calcul de rendement théorique des transmissions par courroies dentées

Afin d'étudier les pertes dans ces transmission, la mise au point d'un modèle global est intéressant. En effet, ce type de modélisation permet d'obtenir, en fonction des conditions opératoires telle que la vitesse de rotation en entrée, couple moteur d'entrée, la tension de pose de ces courroies, le type de roulements des paliers et le type de lubrification) la répartition des pertes suivant leurs sources. Toutefois, la mesure de couple se fait entre les paliers sur l'arbre moteur et récepteur comme l'indique la [Fig.3.1](#).

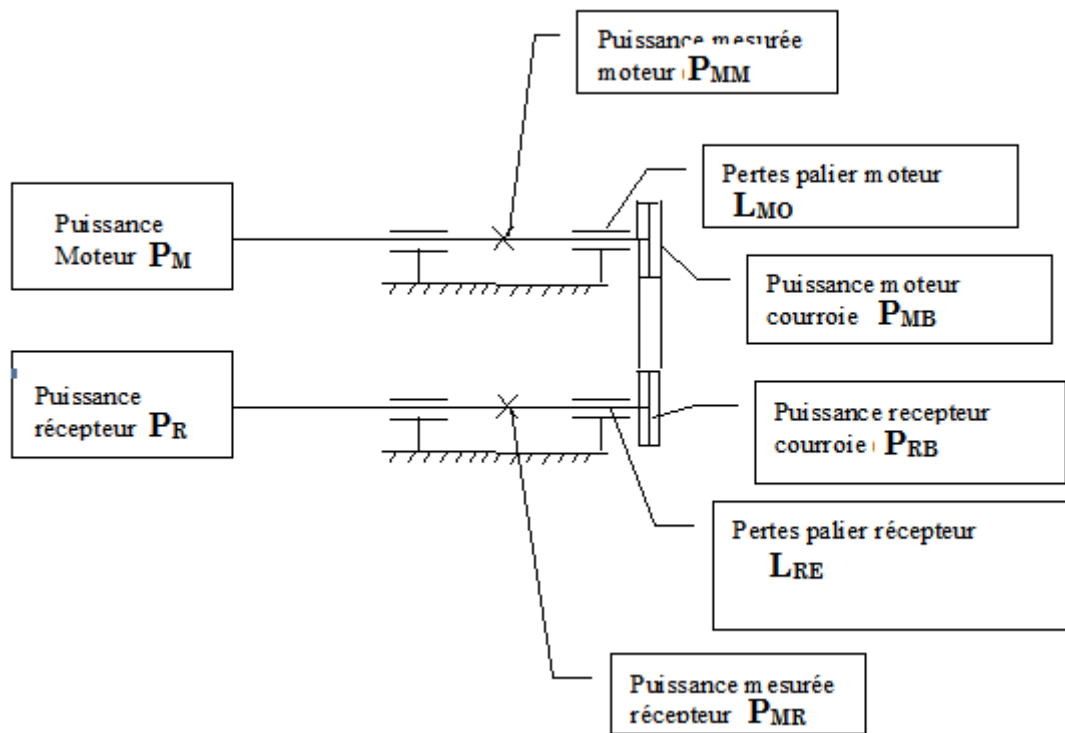


Fig.3.1- La chaîne cinématique de banc d'essai.

On mesure donc la puissance P_{MM} et P_{MR} . Or ce que l'on cherche à mesurer c'est le rendement de la courroie, c'est à dire :

$$\eta = \frac{P_{RC}}{P_{MC}} \quad (3 - 1)$$

Avec : les équation suivant

$$P_{MB} = P_M - losses_M \quad (3 - 2)$$

$$P_{RB} = P_R + losses_R \quad (3 - 3)$$

Les paliers moteurs et récepteurs étant identiques on fait l'hypothèse que les pertes dans le palier moteur sont identiques à celles dans le palier récepteur. Estimation des pertes dans les paliers à roulements s'effectue d'après le catalogue SKF [45]. Une méthode de calcul précis du moment de frottement d'un

roulement dans le palier consiste à diviser ce moment de frottement en un moment M_0 indépendant de la charge et en un moment M_1 dépendant de la charge et de les additionner par la suite, ce qui donne :

$$\text{Eq 01} \quad M = M_0 + M_1(3 - 4)$$

M : Moment de frottement [N.mm].

M_0 : Moment de frottement indépendant de la charge [N.mm]

M_1 : Moment de frottement résultant de la charge [N.mm]

$$\text{Eq 02} \quad M_0 = 10^{-7} \times f_0 \times (\nu \times n)^{2/3} \times d_m^3 \text{ si } \nu \times n \geq 2000(3 - 5)$$

$$\text{Eq 03} \quad M_0 = 160 \times 10^{-7} \times f_0 \times d_m^3 \text{ si } \nu \times n < 2000(3 - 6)$$

f_0 : Facteur dépendant du type de lubrification. Ici lubrification à la graisse

$$f_0 = 6$$

ν : Viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement [mm²/s].

n : Vitesse de rotation du roulement [tr/mn].

d_m : Diamètre moyen du roulement [mm].

Pour les graisses on prend la viscosité de l'huile de base. D'après le catalogue SKF [45] la viscosité de l'huile de base est compris entre 15 et 500 mm²/s. On prend pour nos calculs de perte une viscosité de 100 mm²/s à 40 °C. D'après les valeurs données dans le catalogue SKF on en déduit l'équation permettant de calculer la viscosité en fonction de la température θ .

Les paliers moteurs et récepteurs étant identiques on fait l'hypothèse que les pertes dans le palier moteur sont identiques à celles dans le palier récepteur. Estimation des pertes dans les paliers à roulements s'effectue d'après le catalogue SKF [45]. Une méthode de calcul précis du moment de frottement d'un roulement dans le palier consiste à diviser ce moment de frottement en un

moment M_0 indépendant de la charge et en un moment M_1 dépendant de la charge et de les additionner par la suite, ce qui donne :

$$\text{Eq 01} \quad M = M_0 + M_1 \quad (3 - 4)$$

M : Moment de frottement [N.mm].

M_0 : Moment de frottement indépendant de la charge [N.mm]

M_1 : Moment de frottement résultant de la charge [N.mm]

$$\text{Eq 02} \quad M_0 = 10^{-7} \times f_0 \times (\nu \times n)^{2/3} \times d_m^3 \text{ si } \nu \times n \geq 2000 \quad (3 - 5)$$

$$\text{Eq 03} \quad M_0 = 160 \times 10^{-7} \times f_0 \times d_m^3 \text{ si } \nu \times n < 2000 \quad (3 - 6)$$

f_0 : Facteur dépendant du type de lubrification. Ici lubrification à la graisse
 $f_0 = 6$

ν : Viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement [mm²/s].

n : Vitesse de rotation du roulement [tr/mn].

d_m : Diamètre moyen du roulement [mm].

Pour les graisses on prend la viscosité de l'huile de base. D'après le catalogue SKF [45] la viscosité de l'huile de base est compris entre 15 et 500 mm²/s. On prend pour nos calculs de perte une viscosité de 100 mm²/s à 40 °C. D'après les valeurs données dans le catalogue SKF on en déduit l'équation permettant de calculer la viscosité en fonction de la température θ .

$$Y = 1097.7 \times e^{-0.0573 \times \theta} \quad (3 - 7)$$

et

$$d_m = 0.5 \times (d + D) \quad (3 - 8)$$

Avec :

d : Diamètre intérieur du roulement [mm].

D : Diamètre extérieur du roulement [mm].

Les roulements utilisés pour les deux paliers sont des roulements à rouleaux coniques de Référence 30209 J2/Q. et de dimensions : Diamètre intérieur $d = 45 \text{ mm}$, Diamètre extérieur $D = 85 \text{ mm}$. Coefficient normalisé liés à la nature du roulement et à ses dimensions $y = 1.5$, avec des coefficients $a = b = 1$.

Donc :

$$\text{Eq 01} \quad d_m = 0.5 \times (45 + 85) = 65 \text{ mm}$$

$$\text{Eq 02} \quad M_1 = f_1 \times P_1^a \times d_m^b \quad (3 - 9)$$

f_1 : Facteur dépendant du type de roulement =0,0004 pour un roulement à rouleaux coniques.

P_1 :Charge déterminant le moment de frottement [N]

$$\text{Eq 03} \quad P_1 = 2 \times Y \times F_a \quad (3 - 10)$$

Y : coefficient axial du roulement

$$Y = 1.5$$

Les charges appliquées sur les roulements incluent généralement le poids des éléments tournant, les efforts dus à la puissance transmise par les engrenages ou les courroies, la charge due au fonctionnement de la machine dans laquelle les roulements sont utilisés. L'effort agissant sur la roue dentée lors de la transmission de puissance est déterminé avec les équations précédentes [Eq \(2-1\)](#) et [Eq \(2-2\)](#). En effet, dans notre transmission ces efforts sont les tensions dans les deux brins tendu et mou de ces courroies (voir [Fig.3.2](#)).

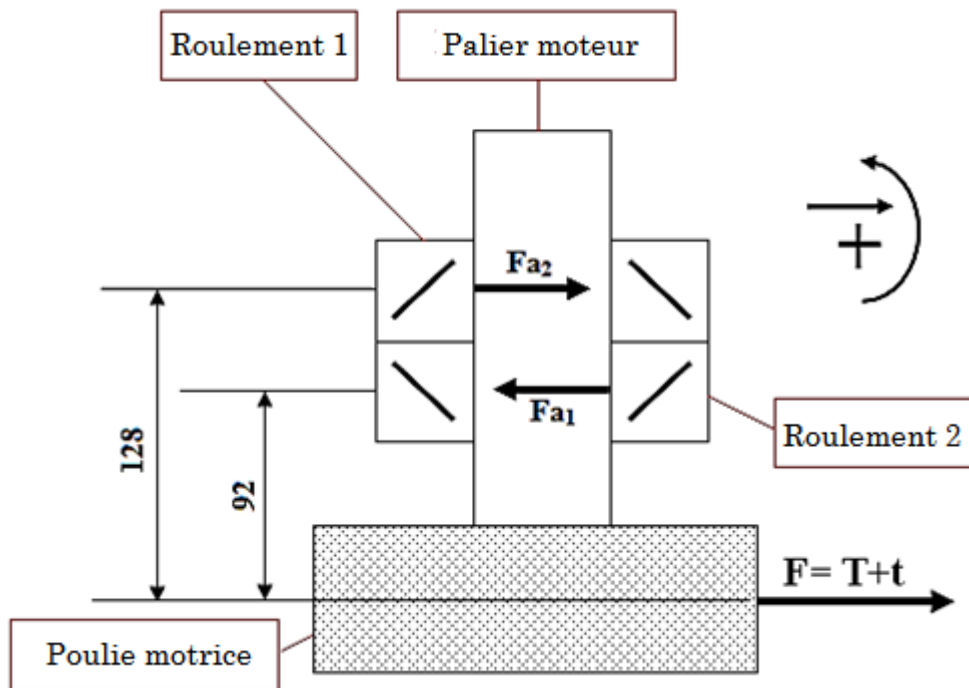


Fig.3.2- L'efforts sur le roulement pour palier moteur.

En calcul d'effort sur roulement F_{a1} et F_{a2} par les lois fondamentales de la statique. Voir [Tableau.3.1](#) Avec :

$$F = T + t = T_p \quad (3 - 11)$$

Eq 01

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \Rightarrow F - F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (3 - 12)$$

$$\sum \vec{M} = \vec{0} \Rightarrow F_{a2} = 2.55 \times F \quad (3 - 13)$$

Tableau.3.1-Effort et Charge déterminant le moment de frottement.

Tension de pose T [N]	Effort surroulement		Charge déterminant le moment de frottement	
	F _{a1} [N]	F _{a2} [N]	P ₁ [N]	P ₂ [N]
400	1420	1020	4260	3060
500	1775	1275	5325	3825
600	2130	1530	6390	4590

Pour la détermination le rendement global, il faut quand calcul les pertes dans le palier moteur $M_{0_{PMa1}}$ par Eq (3-5), les pertes dans le palier récepteur $M_{0_{PRa1}}$ par Eq (3-5) et les pertes pour les deux roulements du palier moteur $M_{1_{PMa1}}$ et $M_{1_{PMa2}}$ par l' Eq (3-15), sachant que Les paliers moteurs et récepteur étant identique on considère que les efforts supportés par les roulements sont égaux. C'est-à-dire :

$$M_{1_{PMa1}} = M_{1_{PRa1}} \quad (3 - 14)$$

$$M_{1_{PMa2}} = M_{1_{PRa2}} \quad (3 - 15)$$

Nous avons calculé les moments de frottement total pour les deux paliers moteurs et récepteurs par les équations suivantes :

$$M_{PM} = M_{1_{PMa1}} + M_{1_{PMa2}} + M_{0_{PMa1}} + M_{0_{PMa1}} \quad (3 - 16)$$

$$M_{PR} = M_{1_{PRa1}} + M_{1_{PRa2}} + M_{0_{PRa1}} + M_{0_{PRa1}} \quad (3 - 17)$$

De la en détermine les pertes de puissance L_{PM} et L_{PR} dans les deux paliers moteur et récepteur par l'équation Eq (3-12). Enfin, la perte totale dans les paliers est donc de :

$$L_{PT} = L_{PM} + L_{PR} \quad (3 - 18)$$

3.3. Partie Expérimentale

On présente l'architecture générale du banc d'essai des courroies par la [Fig. 3.3](#). On place trois courroies synchrones de type AT10, BAT10 et SFAT100 et de profil trapézoïdal (angle 20 °, pas 10 mm) entre une poulie motrice et une autre réceptrice. L'ensemble global peut être déplacé perpendiculairement à l'axe de puits pour montage et l'ajustement de la tension de pose pour ces courroies synchrones. Alors, l'ensemble des éléments est serrée à un appui rigide lourd. Ces deux poulies sont montées sur deux arbres de diamètres 40 mm :

- Première arbre d'entre relié à un moteur de puissance 70 KW avec un accouplement rigide. Ce moteur permet le changement de la vitesse de rotation.
- Deuxième arbre de sortie relié à une pompe de frein hydraulique avec un accouplement rigide. Cette pompe permet de fixer la pression et ainsi le moment de torsion de résistance pour une vitesse angulaire donnée.

Notons que le contact entre la courroie et la poulie d'alliage d'aluminium a lieu au sommet des dents de courroie, on distingue deux jeux (le jeu circonférentiel de 0.5 mm arrive dans la zone creuse, le jeu radial de 0.4 mm entre la dent de la courroie et la dent de poulie), la position de jeu dépend de la position longitudinale relative de courroie et des dents de poulie en raison de l'action de moment de torsion. La distance entre la ligne primitive donnée par les câbles de courroie et le bout de la dent de la courroie est égale à 3.35 mm.

Le but des essais était de déterminer le seuil admissible de couple transmis, les températures d'huile de refroidissement et le rendement de transmission par ces courroies dentées de types « BINDER-MAGNETIC », Pour chaque type de courroie, les essais sont les suivants :

- Vitesses de rotation varie de 500 tr/mn à 2500 tr/mn avec un pas de 500 tr/mn.
- Trois tension de pose 400 N, 500 N et 600 N, le réglage de cette tension de pose se fait par l'appareil TSM3 (Capteur déporté, plage de mesure : de 7

à 450 Hz, précision : ± 5 Hz, et plage de température d'utilisation : 0 à 50°C). Ces tensions de pose sont appliquées sur l'âme de la courroie.

- Couple moteur varie de 25 à 75 N.m avec un pas de 25 N.m

Les essais ont été faits pour chaque combinaison de conditions d'essai. Seulement un essai est exécuté pour chaque condition d'essai comme des essais préliminaires ont montré la dispersion basse de tous les résultats (moins de 5%). Après que la tension pose a été appliquée, la courroie courait et résistait ensuite au moment de torsion a été appliqué. Pour une vitesse angulaire, les valeurs différentes de résister au moment de torsion ont été appliquées successivement. Après la stabilisation de paramètre (la moyenne de 5 min), les mesures ont été faites. Notons que les températures du huile de refroidissement sont mesurées avec un thermomètre infrarouge sans contact de référence EM520A (Température: de - 20 C à 320 C, précision: ± 2 C ou 2 % en lecture et dimensions: 90x155x 45mm). Notons aussi que les thermocouples sont installés dans les parties différentes du banc d'essai pour contrôler le comportement thermique de la machine spécifiquement pour des composants Chaque condition d'essai demande environ dix minutes d'essai. Pour mesurer le rendement il faut mesurer le couple et la vitesse sur l'arbre moteur ainsi que le couple résistant et la vitesse sur l'arbre récepteur. La mesure de la vitesse des arbres se fait à l'aide de codeurs optique de référence HEIDENHAIN ERO1325 « Nombres de raies 2048 et signal de sortie TTL » placé sur l'arbre moteur et récepteur. Les données ont été enregistrées sur une carte d'acquisition de données numérique [46].

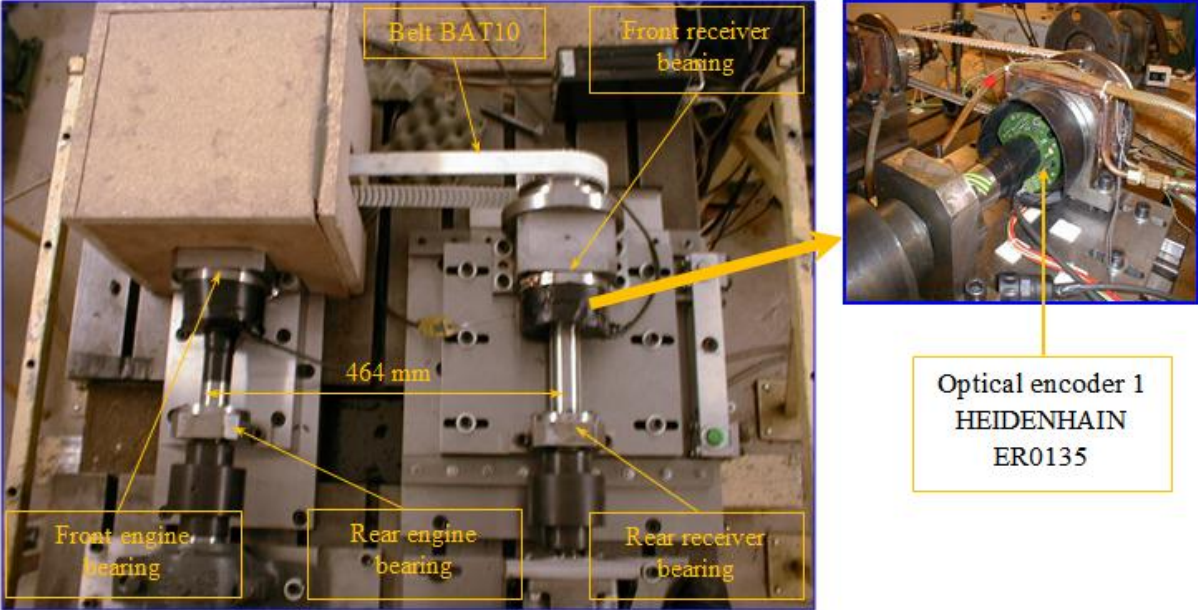


Fig. 3.3- banc d'essai des courroies BINDER MAGNETIC.

3.4. Résultats

3.4.1. Température d'huile

Pour la détermination des pertes due à la viscosité d'huile dans cette étude. Nous avons calculée la viscosité par l'équation (3-7). Les tableaux récapitulent 3.1, 3.2 et 3.3 sont les résultats de mesures des températures d'huile pour les trois courroies de transmission considérée dans cette étude.

Tension de pose [N]	T = 400			T = 500			T = 600		
Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur [N.m]								
	25	50	75	25	50	75	25	50	75
	Température d'huile [°C]								
0	20	20	20	20	20	20	20	20	20
500	30	32	36	27	36	30	35	36	37
1000	33	32	37	30	36,5	31,5	35	36	38
1500	35	34	38	32	36	32,5	35,5	36,5	38
2000	37	35	38	34	37	34,5	35,5	37	39
2500	38	36	40	36	37,5	36	36,5	37	39,5

Tableau 3.2. La variation de la température d'huile utilisée pour la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation, couple moteur et tension de pose.

Tension de pose [N]	T = 400			T = 500			T = 600		
Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur [N.m]								
	25	50	75	25	50	75	25	50	75
	Température d'huile [°C]								
0	20	20	20	20	20	20	20	20	20
500	26,5	28	29	32	37	38	32	33	33
1000	32	32	32,5	38	38,5	39,5	34	35	36,5
1500	35	35,5	37,5	40	40,5	41	35,5	37,5	38
2000	38	38,5	41	43	42,5	43,5	37,5	38,5	41
2500	41	41,5	43,5	45	44,5	46	40	41	44

Tableau 3.3. La variation de la température d'huile utilisée pour la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation, couple moteur et tension de pose.

Tension de pose [N]	T = 400			T = 500			T = 600		
Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur [N.m]								
	25	50	75	25	50	75	25	50	75
	Température d'huile [°C]								
0	20	20	20	20	20	20	20	20	20
500	26,8	28,5	24,5	28,2	30	26,5	37,3	39,5	34,5
1000	31,2	34	29	32,7	36	29,5	38,1	40	37
1500	35	39	32,5	35,4	39	34	38,6	41,5	37
2000	38,6	44	36	38,7	47	34	39,9	43,5	38
2500	40,8	53	36	40,9	46	37,5	41,2	45	39

On remarque que la température d'huile pour les trois transmissions est pratiquement inchangée tendus lorsque la tension de pose augment, mais s'augmente avec l'augmentation du couple. On observe également que cette température augmente aussi avec l'augmentation de la vitesse angulaire. Et on constat que les écarts de température de la courroie démunie quand la tension de pose augmente de 400 à 600 N.

3.4.2. Le rendement de transmission par ces trois courroies

Finalement, les tableaux suivant représentent les rendements théoriques calculés pour les trois courroies AT10, BAT10 et SFAT10, en fonction des conditions d'essais différentes en termes de tensions de pose, vitesse de rotation, le couple, les températures mesurées des différents éléments de notre banc d'essai, de palier moteur et palier récepteur. Ce rendement est déterminé de la base des pertes des charges calculées avec la formulation [Eq \(3-18\)](#).

Tableau.3.4 -Rendement théorique de la courroie AT10 en fonction de la vitesse angulaire, de la tension de réglage et du couple.

Rendement théorique de transmission par courroie [%]										
Couple [N.m]		25			50			75		
Vitesseangulaire [tr/min]		Tension de pose [N]								
		400	500	600	400	500	600	400	500	600
AT10	500	95,4	94,95	95,21	97,70	97,48	97,60	98,47	98,32	98,40
	1000	93,7	93,33	93,80	96,80	96,67	96,90	97,91	97,78	97,93
	1500	92,5	92,00	92,65	96,26	96,00	96,32	97,51	97,33	97,55
	2000	91,5	90,93	91,71	95,72	95,47	95,86	97,18	96,98	97,24
	2500	90,7	90,03	90,99	95,39	95,01	95,49	96,92	96,68	97,00

Tableau.3.5 -Rendement théorique de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse angulaire, de la tension de réglage et du couple.

Rendement théorique de transmission par courroie [%]										
Couple [N.m]		25			50			75		
Vitesseangulaire [tr/min]		Tension de pose [N]								
		400	500	600	400	500	600	400	500	600
BAT10	500	94,4	94,81	94,60	97,24	97,41	97,30	98,16	98,27	98,20
	1000	92,5	93,03	92,97	96,25	96,51	96,48	97,50	97,68	97,66
	1500	91,3	91,78	91,37	95,68	95,89	95,68	97,12	97,26	97,12
	2000	90,4	91,00	90,50	95,24	95,50	95,25	96,83	97,00	96,83
	2500	89,8	90,62	89,89	94,91	95,31	94,95	96,61	96,87	96,63

Tableau.3.7 -Rendement théorique de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse angulaire, de la tension de réglage et du couple.

Rendement théorique de transmission par courroie [%]										
Couple [N.m]		25			50			75		
Vitesseangulaire [tr/min]		Tension de pose [N]								
		400	500	600	400	500	600	400	500	600
SFAT10	500	95,0	94,13	94,42	97,52	97,07	97,21	98,34	98,04	98,14
	1000	93,2	92,22	92,62	96,62	96,11	96,31	97,75	97,41	97,54
	1500	91,8	90,94	91,33	95,9	95,47	95,67	97,27	96,98	97,11
	2000	90,2	90,15	90,11	95,27	95,08	95,05	96,84	96,72	96,70
	2500	89,3	89,37	89,39	94,68	94,69	94,70	96,45	96,46	96,46

3.4.3. Discussion des résultats

Les figures récapitulent 3.4, 3.5et 3.6représentent les rendements calculées des transmissions par courroies BINDER MAGNETIC.

Chapitre 3 LA DETERMINATION DU RENDEMENT D'UN TRANSMISSION PAR COURROIE BINDER MAGNETIC

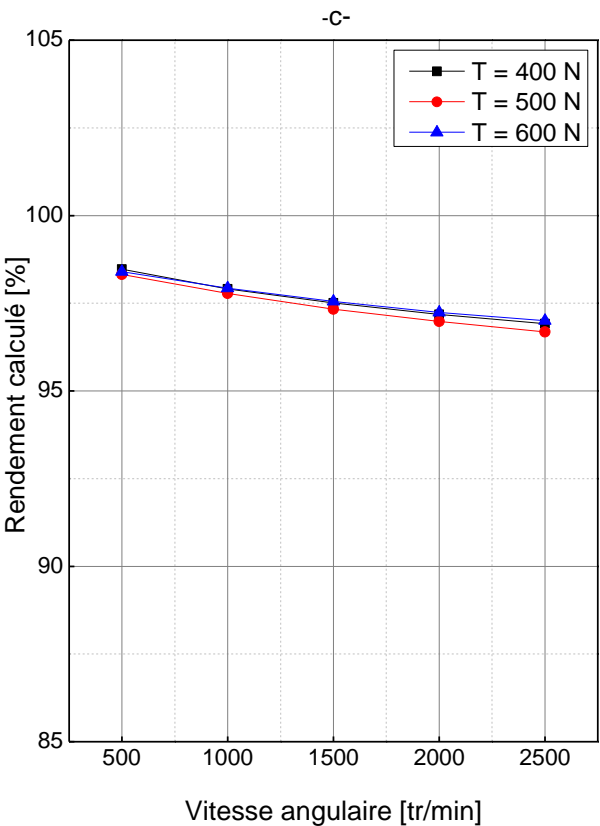
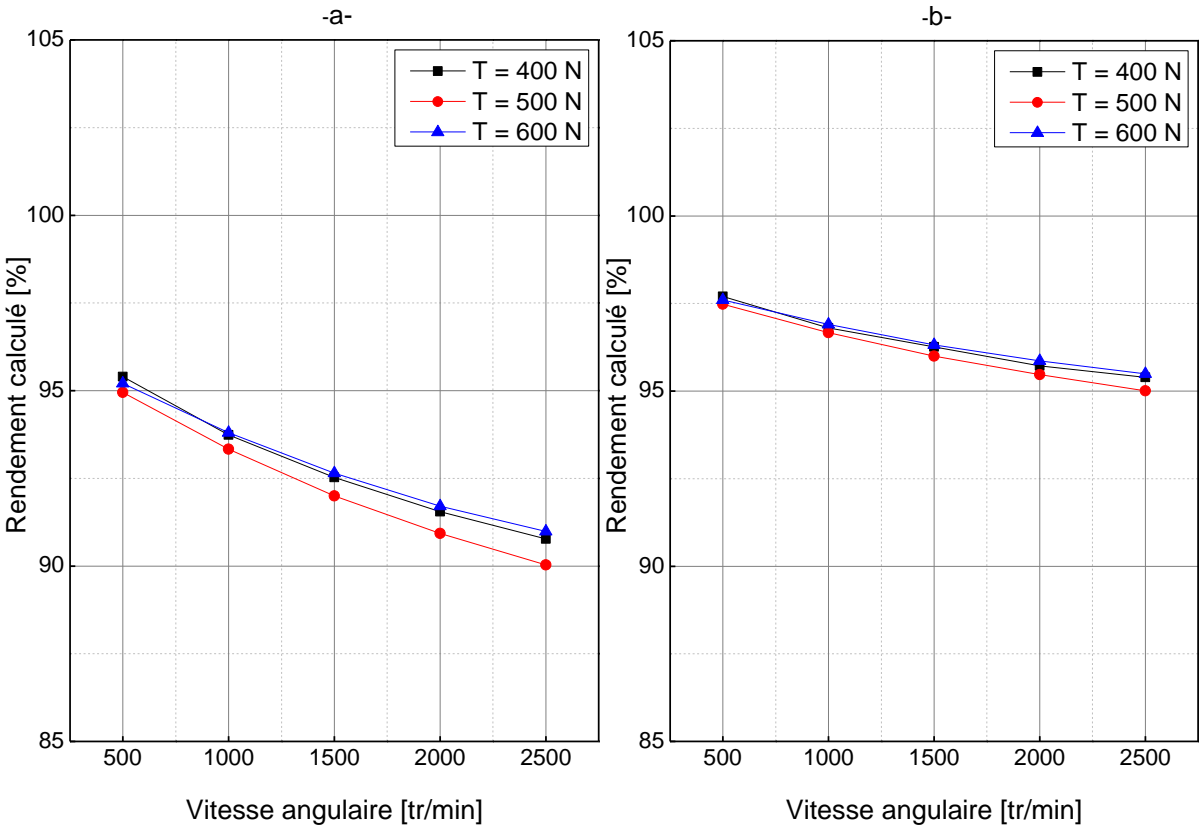


Fig.3.4-La variation du rendement de la courroie AT10 en fonction de la vitesse angulaire et la tension de pose: a- $C = 25 \text{ N.m}$, b- $C = 50 \text{ N.met}$ c- $C = 75 \text{ N.m}$.

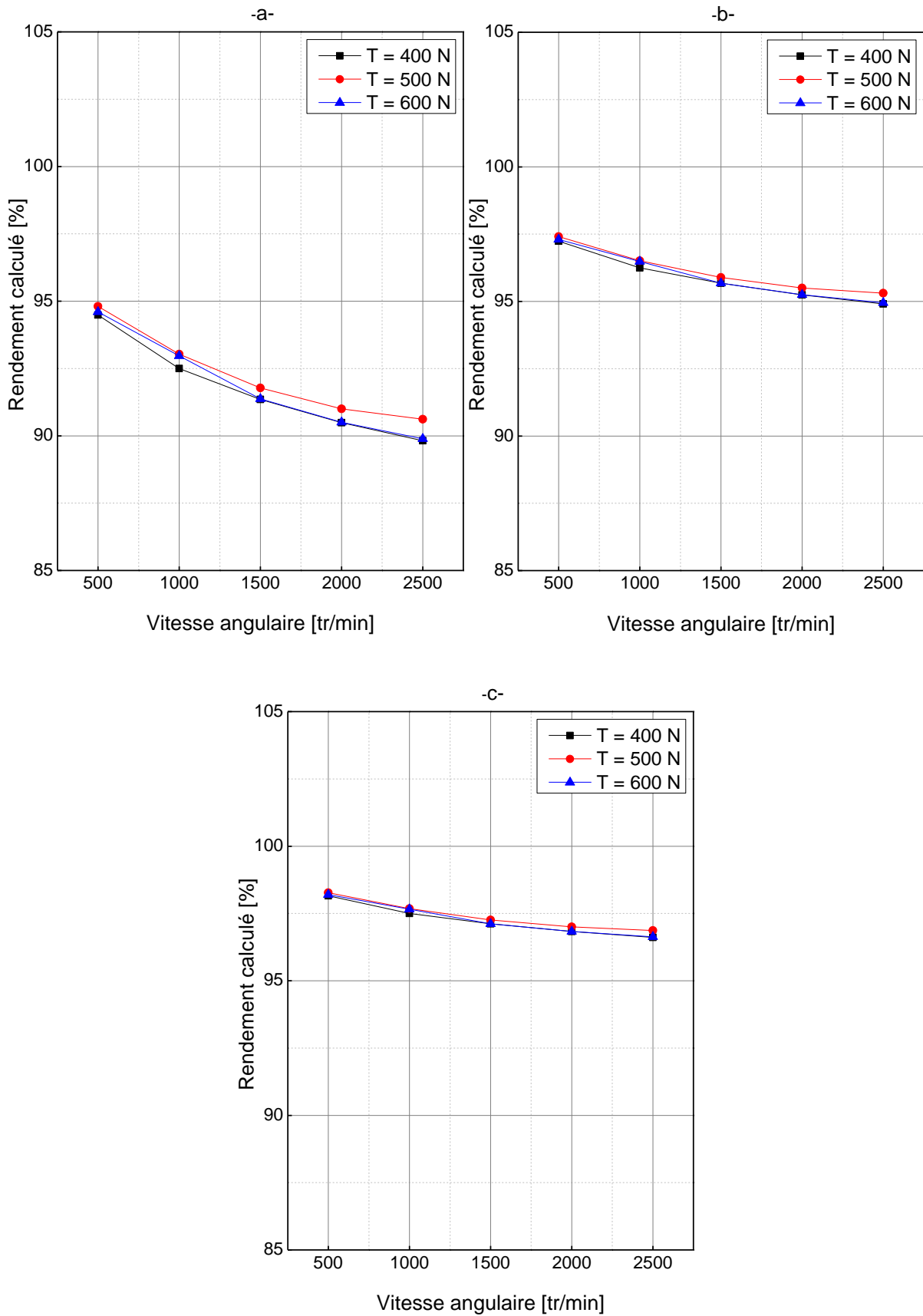
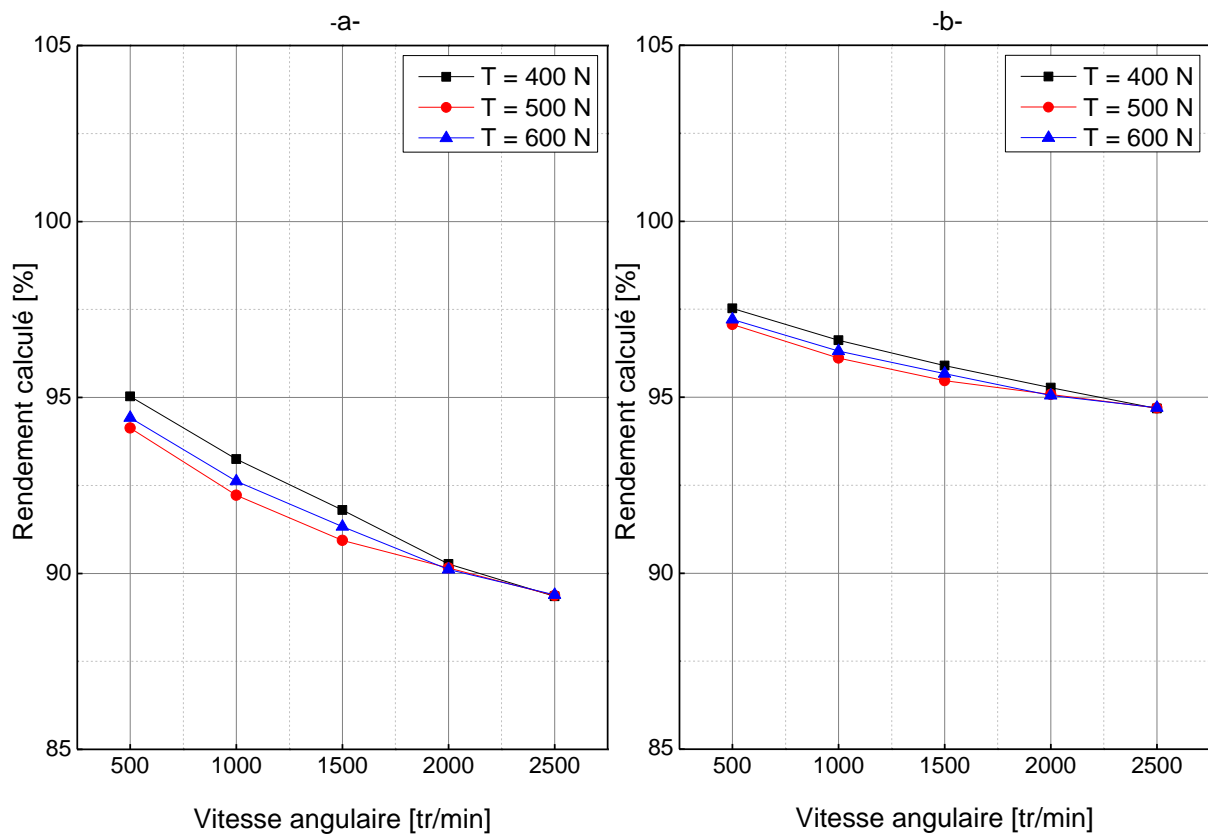


Fig.3.5-La variation du rendement de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse angulaire et la tension de pose: a- $C = 25 \text{ N.m}$, b- $C = 50 \text{ N.m}$ et c- $C = 75 \text{ N.m}$.



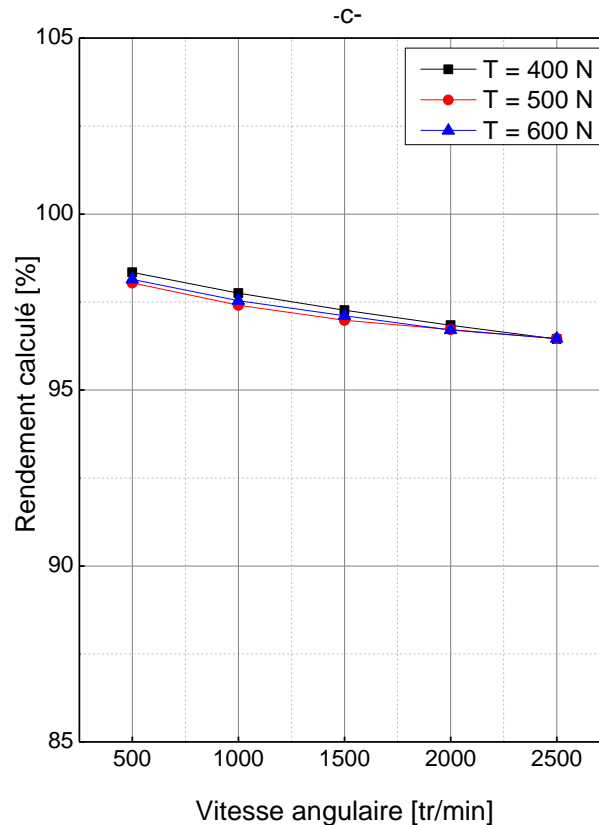


Fig.3.6- Variation du rendement de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse angulaire et la tension de pose : a- C = 25 N.m, b- C = 50 N.m, c- C = 75 N.m

L'analyse des figures 3.4, 3.5 et 3.6 nous permet de déduire que le rendement de transmission de courroie diminue presque linéairement avec l'augmentation de la vitesse angulaire de 500 tr/min jusqu'au 2500 tr/min. On constate également, que l'influence de tension de pose a été mentionnée. Une diminution de rendement avec l'augmentation de la tension dépose de 400 N à 600 N pour la courroie AT 10, mais ce rendement augmente pour les deux autres courroies BAT10 et SFAT10 lorsque la tension de pose augmente de 400 N à 600 N. D'après le [Tableau 3.8](#), on observe :

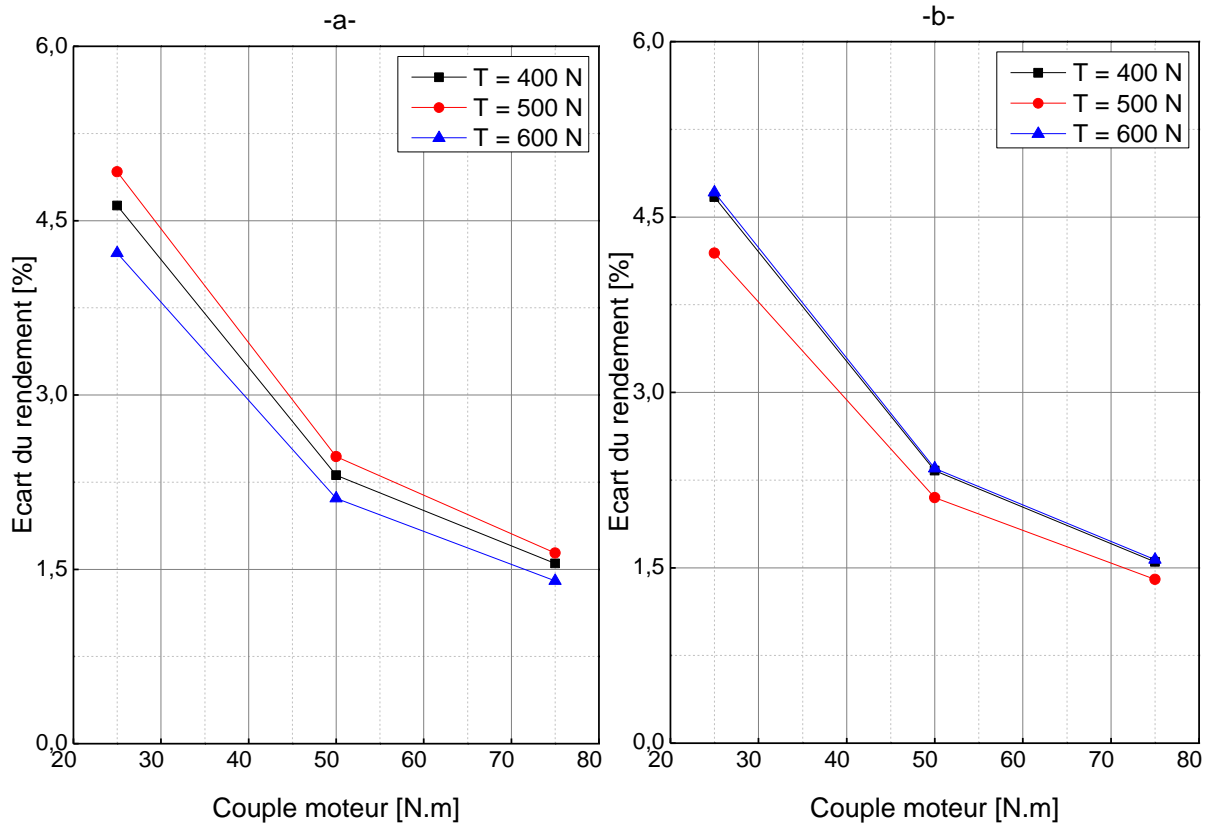
- L'écart du rendement calculé pour la courroie AT10 augmente lorsque la tension de pose augmente de 400 N à 500 N. par contre cet écart diminue avec l'augmentation de la tension de pose augmente de 500 N à 600 N.
- Les écarts du rendement calculé pour les deux courroies BAT10 et SFAT10 diminuent lorsque la tension de pose augmente de 400 N à 500 N.

cependant ces écarts augmentent avec l'augmentation de la tension de pose augmente de 500 N à 600 N.

Tableau.3.8–Ecart du rendement calculé des trois courroies AT10, BAT10 et SFAT10 en fonction de la tension de pose et du couple moteur.

Ecart du rendement de la courroie [%]	Tension de pose [N]	Couple moteur [N.m]		
		25	50	75
AT10	400	4,63	2,31	1,55
	500	4,92	2,47	1,64
	600	4,22	2,11	1,4
BAT10	400	4,67	2,33	1,55
	500	4,19	2,1	1,4
	600	4,71	2,35	1,57
SFAT10	400	5,68	2,84	1,89
	500	4,76	2,38	1,58
	600	5,03	2,51	1,68

La Fig.3.7 illustre graphiquement les écarts du rendement calculé des trois courroie AT10, BAT10 et SFAT10 par rapport à la couple moteur et la tension de pose.



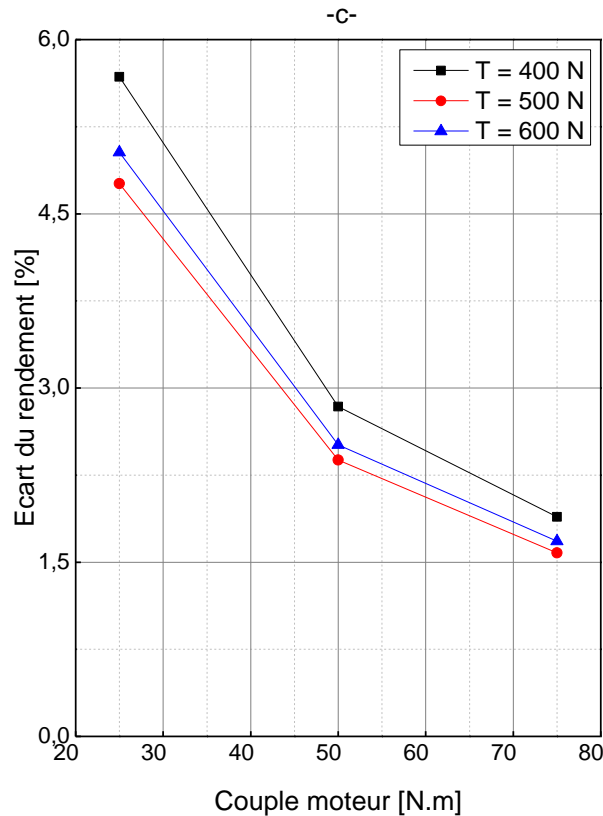


Fig.3.8- Variation des écarts du rendement des courroies AT10, BAT10 et SFAT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.

L'analyse de la Fig.3.7, nous permet de déduire que lorsque le couple moteur augmente de 25 N.m à 75 N.m, l'écart des rendements calculés diminuent pour les trois transmissions par courroies dentées AT10, BAT10 et SFAT10. En outre, on observe que les écarts des rendements calculés sont les mêmes pour les deux courroies AT10 et BAT10. Cependant, l'écart du rendement de la courroie SFAT10 est le plus grand que les autres courroies AT10 et BAT10.

On peut expliquer les valeurs relativement basses de rendement de courroie le fait que la distance de forces de friction (arrivant entre les sommets de dent de courroie et les surfaces de cannelure de poulie) à la ligne de lancement est égale à 3.35 mm qui représente une relativement grande valeur comparant aux autres dimensions caractéristiques. Ce résultat montre ici encore une bonne corrélation entre les rendements calculés. Ces observations sont intéressantes dans le cadre de notre étude sur le rendement délivré par une transmission par courroie denté. Cela montre que la courroie AT10 donne des rendements plus élevés que les autres courroies BAT10 et SFAT10.

Conclusion

Dans cette mémoire nous avons mis en évidence une analyse expérimentale de trois transmissions par courroies. Cette analyse est consacrée au calcul d'un rendement des trois transmissions AT10, BAT10 et SFAT10. Tous les essais sont validés sur banc d'essai qui permet de simuler des conditions de travail de la courroie de transmission industrielles significatives en assurant les mesures des températures de courroie, palier moteur et paliers récepteur. Les résultats obtenus dans ce travail nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

- Les températures des trois courroies sont brusquement augmentées jusqu'à 75° C lorsque la vitesse de rotation et la puissance de chargement augmentent. Ceci va provoquer l'usure des dents et la perte de poids de ces courroies AT10, BAT10 et SFAT10.
- L'installation d'un système de refroidissement sur les paliers côté moteur et récepteur va diminuer la température des trois courroies d'environ de 30 °C.
- Pour un faible palier de charge, l'usure des trois types de courroies est sensiblement la même sur le flanc actif et rétro. Tandis qu'avec un fort palier de charge, l'usure est particulièrement marquée sur le flanc rétro.
- Les rendements des transmissions par les trois courroies diminuent presque linéairement avec l'augmentation de la vitesse angulaire. En effet, la courroie AT10 donne des rendements plus élevés que les autres courroies BAT10 et SFAT10.
- Les écarts entre les deux rendements pour la courroie AT10 sont relativement faibles et ne dépassent pas 3 %. Par contre, pour les deux autres courroies BAT10 et SFAT10, peuvent atteindre jusqu'à 8 %. On peut expliquer les valeurs relativement basses de rendement de courroie le fait que la distance de forces de friction à la ligne de lancement est égale à 3.35 mm qui représente une relativement grande valeur comparant aux autres dimensions caractéristiques.
- Ce résultat montre ici encore une bonne corrélation entre les rendements mesurés et calculés.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Merghache. S, Ghernaout. A, Influence of temperature on the performance toothed belts-binder magnetic, European Scientific Journal, Volume.9, Issue 33, Pages 206-212, 2013.
- [2] Gates Rubber Company. Introduction (GatesBelr Drive Systems). IndustrialBeltProducers. [en ligne]. <http://www.gates.com/pt> (consulté le 11 juin 2001).
- [3] Gates Rubber Company. Synchronous Belts- Part L GatesFacts Technical Information Ubrary.[en ligne]. <http://www.gates.com> (consulté le 18 novembre 2001).
- [4] Serrai. A, Merghache. S, L'influence de la température sur la performance d'une courroie dentée -Binder magnétique-, Mémoire de Master, 2016
- [5] Yan. S, Xu. X, Yang. Z, Zhu. D, Ding. H, An improved robotic abrasive belt grinding force model considering the effects of cut-in and cut-off, Journal of Manufacturing Processes, Volume 37, Pages 496-508, 2019. [Doi.org/10.1016/j.jmapro.2018.12.029](https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2018.12.029)
- [6] Wang. W, Salvatore. F, Rech. J, Li. J, Comprehensive investigation on mechanisms of dry belt grinding on AISI52100 hardened steel, Tribology International, Volume 121, Pages 310-320, 2018, [Doi: 10.1016/j.triboint.2018.01.019](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.019)
- [7] Andrejiova. M, Grincova. A, Classification of impact damage on a rubber-textile conveyor belt using Naïve-Bayes, Wear, Volume 414, Pages 59-67, 2018 [Doi:10.1016/j.wear.2018.08.001](https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.08.001)
- [8] Błażej. R, Jurdziak. L, Kozłowski. T, Kirjanów. A, The Use of Magnetic Sensors in Monitoring the Condition of the Core in Steel Cord Conveyor Belts – Tests of the Measuring Probe and the Design of the DiagBelt System, Measurement, Volume 123, Pages 48-53, 2018, [Doi: 10.1016/j.measurement.2018.03.051](https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.03.051)
- [9] Zhang. X, Chen. H, Xu. J, Song. X, Wang J, Chen. X, A novel sound-based belt condition monitoring method for robotic grinding using optimally pruned extreme learning machine, Journal of Materials Processing

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Technology, Volume 260, Pages 9-19, 2018, [Doi: 10.1016/j.jmatprotec.2018.05.013](https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2018.05.013)
- [10] Yu. B, Qiao. T, Zhang. H, Yan. G, Dual band infrared detection method based on mid-infrared and long infrared vision for conveyor belts longitudinal tear. *Measurement*, Volume 120, Pages 140–149, 2018, [Doi:10.1016/j.measurement.2018.02.029](https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.02.029)
- [11] Xiao. G, Huang. Y, Experimental research and modelling of life-cycle material removal in belt finishing for titanium alloy, *Journal of Manufacturing Processes*, Volume 30, Pages 255-267, 2017, [Doi:10.1016/j.jmapro.2017.09.030](https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2017.09.030)
- [12] Honus. S, Bocko. P, Bouda. T, Ristović. I, Vulić. M, The effect of the number of conveyor belt carrying idlers on the failure of an impact place: A failure analysis, *Engineering Failure Analysis*, Volume 77, Pages 93–101, 2017, [Doi:10.1016/j.engfailanal.2017.02.018](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.02.018)
- [13] Hakami. F, Pramanik. A, Ridgway. N, Basak. A. K, Developments of rubber material wear in conveyer belt system, *Tribology International*, Volume 111, Pages 148-158, 2017, [Doi: 10.1016/j.triboint.2017.03.010](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.03.010)
- [14] Fedorko. G, Molnár. V, Ferková. Ž, Peterka. P, Krešák. J, Tomašková. M, Possibilities of failure analysis for steel cord conveyor belts using knowledge obtained from non-destructive testing of steel ropes, *Engineering Failure Analysis*, Volume 67, Pages 33-45, 2016, [Doi:10.1016/j.engfailanal.2016.05.026](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.05.026)
- [15] Andrejiova. M, Grincova. A, Marasova. D, Fedorko. G, Molnar. V, Using logistic regression in tracing the significance of rubber-textile conveyor belt damage, *Wear*, Volume 318, Pages 145-152, 2016, [Doi:10.1016/j.wear.2014.06.026](https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.06.026)
- [16] Serpin. K, Mezghani. S, El Mansori. M, Multiscale assessment of structured coated abrasive grits in belt finishing process, *Wear*, Volume 332-333, Pages 780-787, 2015, [Doi:10.1016/j.wear.2015.01.054](https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.01.054)
- [17] Serpin. K, Mezghani. S, El Mansori M, Wear study of structured coated belts in advanced abrasive belt finishing. *Surface and Coatings*

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Technology, Volume 284, Pages 365–376, 2015, [Doi:10.1016/j.surfcoat.2015.10.040](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2015.10.040)
- [18] Dobrotă. D, Vulcanization of Rubber Conveyor Belts with Metallic Insertion Using Ultrasounds, *Procedia Engineering*, Volume 100, Pages 1160–1166, 2015, [Doi:10.1016/j.proeng.2015.01.479](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.01.479)
- [19] Fedorko. G, Molnar. V, Dovica. M, Toth. T, Kopas. M, Analysis of pipe conveyor belt damaged by thermal wear, *Engineering Failure Analysis*, Volume 45, Pages 41-48, 2014, [Doi:10.1016/j.engfailanal.2014.06.016](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.06.016)
- [20] Molnara. W, Varga. M, Braun. P, Ada. K, Badisch. E, Correlation of rubber based conveyor belt properties and abrasive wear rates under 2- and 3-body conditions, *Wear*, Volume 320, Pages 1-6, 2014, [Doi: 10.1016/j.wear.2014.08.007](https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.08.007)
- [121] Domek. G, Dudziak. M, Kołodziej. A, Timing Belt Gear Design for Mechatronics System, *Procedia Engineering*, Volume 96, Pages 39–43, 2014, [Doi:10.1016/j.proeng.2014.12.095](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.095)
- [22] Yang. Y, Miao. C, Li. X, Mei. X, On-line conveyor belts inspection based on machine vision, *Optik - International Journal for Light and Electron Optics*, Volume 125(18), Pages 5803–5807, 2014, [Doi:10.1016/j.ijleo.2014.07.070](https://doi.org/10.1016/j.ijleo.2014.07.070)
- [23] Molnár. V, Fedorko. G, Stehlíková. B, Tomašková. M, & Hulínová. Z, Analysis of asymmetrical effect of tension forces in conveyor belt on the idler roll contact forces in the idler housing, *Measurement*, Volume 52, Pages 22–32, 2014, [Doi:10.1016/j.measurement.2014.02.035](https://doi.org/10.1016/j.measurement.2014.02.035)
- [24] Jourani. A, Hagège. B, Bouvier. S, Bigerelle. M, Zahouani. H, Influence of abrasive grain geometry on friction coefficient and wear rate in belt finishing, *Tribology International*, Volume 59, Pages 30-37, 2013, [Doi: 10.1016/j.triboint.2012.07.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.07.001)
- [25] Fedorko. G, Molnar. V, Marasova. D, Grincova. A, Dovica. M, Zivcak. J, Husakova. N, Failure analysis of belt conveyor damage caused by the falling material- Part II: Application of computer metrotomography, *Engineering Failure Analysis*, Volume 34, Pages 431–442, 2013, [Doi:10.1016/j.engfailanal.2013.09.016](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.09.016)

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [26] Khellouki. A, Rech. J, Zahouani. H, Micro-scale investigation on belt finishing cutting mechanisms by scratch tests, *Wear*, Volume 308(1-2), Pages 17–28, 2013 [Doi:10.1016/j.wear.2013.09.016](https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.09.016)
- [27] Musselman. M, Djurdjanovic. D, Tension monitoring in a belt-driven automated material handling system, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Volume 5(1), Pages 67–76, 2012, [Doi:10.1016/j.cirpj.2011.08.002](https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2011.08.002)
- [28] Chou. C.S, Liu.C.L, Tseng. C.S, Optimum conditions for field vulcanizing a fabric conveyor belt with a better capability of elongation. *Materials & Design*, Volume 34, Pages 279–284, 2012, [Doi:10.1016/j.matdes.2011.08.009](https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.08.009)
- [29] Mezghani. S, El Mansori. M, Sura. E, Wear mechanism maps for the belt finishing of steel and cast iron, *Wear*, Volume 267, Pages 86-91, 2009, [Doi:10.1016/j.wear.2008.12.113](https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.113)
- [30] Mezghani. S, El Mansori. M, Abrasiveness properties assessment of coated abrasives for precision belt grinding, *Surface and Coatings Technology*, Volume 203(5-7), Pages 786–789, 2008, [Doi:10.1016/j.surfcoat.2008.08.058](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2008.08.058)
- [31] Khellouki. A, Rech. J, Zahouani. H, The effect of abrasive grain's wear and contact conditions on surface texture in belt finishing, *Wear*, Volume 263, Pages 81-87, 2007, [Doi:10.1016/j.wear.2006.11.037](https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.11.037)
- [32] Lowndes. I. S, Silvester. S. A, Giddings. D, Pickering. S, Hassan. A, Lester. E, The computational modelling of flame spread along a conveyor belt. *Fire Safety Journal*, Volume 42(1), Pages 51–67, 2007, [Doi:10.1016/j.firesaf.2006.08.002](https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2006.08.002)
- [33] Jourani. A, Dursapt. M, Hamdi. H, Rech. J, Zahouani. H, Effect of the belt grinding on the surface texture: Modeling of the contact and abrasive wear. *Wear*, Volume 259(7-12), Pages 1137–1143, 2005, [Doi:10.1016/j.wear.2005.02.113](https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.02.113)
- [34] Smith. D. P, Tribology of the belt-driven data tape cartridge, *Tribology International*, Volume 31(8), Pages 465–477, 1998, [Doi:10.1016/s0301-679x\(98\)00073-5](https://doi.org/10.1016/s0301-679x(98)00073-5)

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [35] Kozhushko. G, Fatigue strength functions in shear loading of fabric conveyor belts, *International Journal of Fatigue*, Volume 17(8), Pages 539–544, 1995, [Doi:10.1016/0142-1123\(95\)00037-2](https://doi.org/10.1016/0142-1123(95)00037-2)
- [36] Abrate. S, Vibrations of belts and belt drives. *Mechanism and Machine Theory*, Volume 27(6), Pages 645–659, 1992, [Doi:10.1016/0094-114x\(92\)90064-o](https://doi.org/10.1016/0094-114x(92)90064-o)
- [37] Gerbert. B. G, Power rating of flat belt drives - A wear approach, *Tribology Series*, Volume 14, Pages 143-147, 1989, [Doi:10.1016/s0167-8922\(08\)70188-3](https://doi.org/10.1016/s0167-8922(08)70188-3)
- [38] Kim. H, Marshek. K, Naji. M, Forces between an abrasive belt and pulley, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 22(1), Pages 97–103, 1987, [Doi:10.1016/0094-114x\(87\)90082-6](https://doi.org/10.1016/0094-114x(87)90082-6)
- [39] BINDER MAGNETIC, Catalogue for timing belt choice.
- [40] Merghache. S, Ghernaout. A, Experimental and numerical study of heat transfer through a synchronous belt transmission type AT10, *Applied Thermal Engineering*, Volume 127, Page 705-717, 2017, DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.08.079](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.079)
- [41] G. Henriot, *Traité théorique et pratique des engrenages*. Dunod, 1968.
- [42] E. Buckingham, *Analytical mechanics of gears*. McGraw-Hill Book Co., 1949.
- [43] R. Martins, J. Seabra, A. Brito, C. Seyfert, R. Luther, and A. Igartua, “Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil,” *Tribol. Int.*, vol. 39, no. 6, pp. 512–521, 2006.
- [44] B. R. Höhn, K. Michaelis, and T. Völlmer, “Thermal rating of drives : balance between power loss and heat dissipation,” *AGMA Tech. Pap.*, vol. 96, p. 12, 1996.
- [45] SKF, *General catalogue on bearings*, 2006.
- [46] Merghache. S, Ghernaout. A, Experimental and numerical study of heat transfer through a synchronous belt transmission type AT10, *Applied Thermal Engineering*, Volume 127, Page 705-717, 2017, DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.08.079](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.079)

الملخص

في غالبية التطبيقات الصناعية. يستمر استخدام الأحزمة في عمليات نقل الطاقة في زيادة وغزو السوق ولا سيما سوق السيارات حيث يتم استخدام أنواع مختلفة من الأحزمة:

- مقطع سير على شكل V (حزام V) لمضخة المياه.
- حزام مقطع مضلع (حزام متعدد V) لتوجيه المعزز.
- حزام المقطع المسنن (حزام متزامن) للتوزيع. إلخ.

تجمع محركات الحزام المسننة بين مزايا محركات الحزام الأحادي (المسطحة أو شبه المنحرفة أو متعددة المضلعات) نظرًا لوزنها المنخفض ، وقلة الصيانة ، ونطاقات السرعة الخطية الكبيرة ونسب النقل العالية مع مزايا السلاسل مثل عدم الانزلاق ، ونقل السرعة المتزامن والتوتر المنخفض ، إلخ. تحقيقًا لهذه الغاية ، يدرك المصنعون أهمية عضو ناقل الحركة هذا ويبدلون كل جهودهم لتطوير وتحسين خصائصه الهندسية والميكانيكية لتحقيق أفضل عمر وأداء جيد. في هذه الأطروحة ، أظهرنا التحديد النظري والتجريبي لكفاءة ناقل الحركة بواسطة ثلاثة أحزمة مسننة BINDER MAGNETIC من الأنواع AT10 و BAT10 و SFAT10.

الكلمات الدالة :

الحزام المسنن ، درجة الحرارة ، الكفاءة ، شد التثبيت ، سرعة الدوران ، عزم دوران المحرك.

Résumé

Dans la majorité des applications industrielles. L'utilisation des courroies dans les transmissions de puissance ne cesse d'augmenter et d'envahir le marché en particulier celui des automobiles où l'on utilise divers types de courroies :

- Courroie à section trapézoïdale (courroie-V) pour la pompe à eau.
- Courroie à section côtelée (courroie multi-V) pour la direction assistée.
- Courroie à section dentée (courroie synchrone) pour la distribution. etc.

Les transmissions par courroies dentées combinent les avantages des transmissions par courroies simples (plates, trapézoïdales ou striées) du fait de leur faible poids, de leur entretien minime, de grandes plages de vitesses linéaires et de grands rapports de transmission avec les avantages des chaînes telle qu'absence de glissement, transmission synchronisée de la vitesse et faible tension de pose, etc. A cet effet les constructeurs sont conscients de l'importance de cet organe de transmission et mettent tous leurs efforts pour développer et améliorer ses caractéristiques géométriques et mécaniques pour atteindre une durée de vie optimale et bon un rendement. Nous avons mis en évidence dans cette mémoire la détermination théorique et expérimentale du rendement d'une transmission par trois courroies dentées BINDER MAGNETIC de types AT10, BAT10 et SFAT10.

Mots clé

Courroie dentée, Température, Rendement, Tension de pose, Vitesse de rotation, Couple moteur.

A B S T R A C T

In the majority of industrial applications. The use of belts in power transmissions continues to increase and invade the market in particular the automotive market where various types of belts are used:

V-section belt (V-belt) for the water pump.

Ribbed section belt (multi-V belt) for power steering.

Toothed section belt (synchronous belt) for distribution. etc.

Toothed belt transmissions combine the advantages of single belt transmissions (flat, trapezoidal or multi-ribbed) due to their low weight, low maintenance, large linear speed ranges and high transmission ratios with the advantages of chains such as that no slippage, synchronized transmission of speed and low laying tension, etc. To this end, manufacturers are aware of the importance of this transmission member and put all their efforts to develop and improve its geometrical and mechanical characteristics to achieve optimum life and good performance. In this thesis, we have demonstrated the theoretical and experimental determination of the efficiency of a transmission by three BINDER MAGNETIC toothed belts of types AT10, BAT10 and SFAT10.

Key words : Toothed belt, Temperature, Efficiency, Installation tension, Rotation speed, Engine,torque.