

Visa du chef de département des
Sciences et de la Technologie
Signature:.....
Date :.....

Evaluation expérimentale et numérique de l'influence de la température sur le comportement thermique des courroies dentées

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de master en «**Installations énergétiques et turbomachines**»

Encadreur: Dr. MERGHACHE
sidi Mohammed
Signature:
Date:

Réalisé par : BOUHARKAT Ahmed khali

Signature:
Date :.....

Membres du jury :

Dr. OUDRANE Abdellatif	(Président)
Dr. KAHIL Yacine	(Examineur)
Dr. MERGHACHE sidi Mohammed	(Encadreur)

Remerciement

En préambule à ce mémoire nous remerciant ALLAH qui nous aide et nous donne la patience et le courage durant ces longues années d'étude. Ces remerciements vont tout d'abord au corps professoral et administratif d'université Ahmed Ben Yahia Elwancharissi, pour la richesse et la qualité de leur enseignement et qui déploient de grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation actualisée.

Le travail présenté dans ce mémoire a été dirigé par Monsieur **Dr.MARGHACHE SIDI MOHAMMED**. Nous tenons à lui exprimer toute notre gratitude et notre reconnaissance d'avoir proposé et dirigé ce travail, leurs qualités humaines, leur esprit critique et particulièrement leurs conseils et leurs orientations ont apporté beaucoup à l'aboutissement de ce travail.

On n'oublie pas nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours encouragés au cours de la réalisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie cet humble travail

Aux parents qui m'ont soutenu toute ma vie. Dieu leur a
donné

bonne santé et longue vie.

À mon ami **DJ. Hamid**, qui était occupé avec moi

À mon cher ami **Wahiba. R**

et à toute ma famille et mes amis,

Pour tous les amis d'étude

Et à tous ceux qui ont contribué de près et de loin à être ce

Le projet est possible de dire merci.

Sommaire

Remerciement.....	02
Dédicace.....	03
Sommaire.....	04
Liste des figures.....	06
Liste des tableaux	07
Symboles.....	08
Introduction générale.....	10
CHAPITRE I : HISTORIQUE SUR LES COURROIES	12
1.1 Introduction	13
1.2 Historique	13
1.3 Avantages et inconvénients	14
1.3.1 Avantages.....	14
1.3.2 Inconvénients	14
1.4 Catégories de courroies	14
1.4.1 Les courroies plates	14
1.4.2 Les courroies trapézoïdales	15
1.5 Description des courroies dentées binder magnetic.....	16
1.5.1 Généralités	16
1.5.2 Structure des courroies binder magnetic.....	17
1.5.3 Catégories de courroies.....	17
1.5.4 Exemples d'utilisation	18
1.6 Conclusion.....	20
CHAPITRE II : MESURE DE LA TEMPERATURE D'UNE TRANSMISSION PAR COURROIE DENTEE.....	21
2.1 Eta de l'art sur les courroies	22
2.2 Description de l'appareil de mesure	24
2.3 Matériels et conditions d'essai	27
2.4 Procédure d'essai et Mesures.....	27
2.5 La méthode de calcul des paramètres de la courroie dentée	28
2.6 Les résultats et discussion	30
2.7 Conclusion	32
CHAPITRE III : ETUDE DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION POULIE-COURROIE.....	34

3.1 Introduction.....	35
3.2 Transmission de chaleur.....	35
3.3 Calcul du flux thermique d'une transmission poulie-courroie.....	35
CHAPITRE IV : SIMULATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION COURROIE -POULIE.....	39
4.1. Description de l'outil de simulation utilisé.....	40
4.2 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation.....	40
4.3 Types de packages SolidWorks Simulation.....	41
4.4 Résultats de simulation.....	42
4.5 Discussion des résultats.....	45
CONCLUSION GÉNÉRALES.....	49
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	51
ANNEXES A.....	53
ANNEXES B.....	56
Résumé	

Liste des figures

Fig.1.1- Transmission par une courroie de distribution.	13
Fig.1.2 -Courroie plate : a- courroie plate ordinaire, b- courroie plate mince,.....	15
c- courroie crantée	15
Fig.1.3- Courroies trapézoïdales.	15
Fig.1.4- Courroies trapézoïdales : a- standards, b- poly-trapézoïdales, c- côtelées, d- à vitesse variable, e- articulées	16
Fig. 1.5- Transmission par courroie Binder Magnetic.	17
Fig.1.6-Les différentes géométries d'une denture de courroie : a -profil trapézoïdal, b- profil H.T.D, c-courroie BINDER.....	17
Fig. 1.7- Types des courroies Binder magnetic: a- AT10, b- SFAT10, c- BAT10.....	18
Fig. 1.9- Exemples d'utilisation pour un mouvement de rotation.	19
Fig. 1.10- Exemples d'utilisation pour un mouvement linéaire.....	20
Fig. 1.11- Exemples d'utilisation (Convoyage, transport et indexage).....	20
Fig. 2.1- Banc d'essai des courroies.....	25
Fig. 2.2 -Vue générale des circuits hydraulique.....	25
Fig. 2.3- Schéma cinématique de banc d'essai.....	26
Fig. 2.4 - Vue du thermocouple dans la dent de la poulie motrice.	27
Fig. 2.5- Les poulies d'essai : a- AT10, b- SFAT10 et c- BAT10.....	27
Fig. 2.6- Transmission avec courroie binder (AT10, SFAT10 et BAT10).....	29
Fig.2.7 -Variation de la température de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation.....	30
Fig.2.8 -Variation de la température de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation.....	30
Fig.2.9 -Variation de la température de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation.....	31
Fig.2.10 -Variation de la température de la poulie motrice pour la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation.	31
Fig.2.11 -Variation de la température de la poulie motrice pour la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation.	31
Fig.2.12 -Variation de la température de la poulie motrice pour la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation.	32
Fig. 4.1- Types d'analyses sous SolidWorks Simulation.	41
Fig.4.2- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 400 \text{ N}$: a- $C=25 \text{ N.m}$, b- $C=50 \text{ N.m}$ et c- $C=75 \text{ N.m}$	42

Fig.4.3- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 500\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	43
Fig.4.4- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 600\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	43
Fig.4.5- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 400\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	43
Fig.4.6- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 500\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	44
Fig.4.7- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 600\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	44
Fig.4.8- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 400\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	44
Fig.4.9- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 500\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	45
Fig.4.10- La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 600\text{ N}$: a- $C=25\text{ N.m}$, b- $C=50\text{ N.m}$ et c- $C=75\text{ N.m}$	45
Fig.4.11- La variation du flux thermique maximal de la courroie AT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.	46
Fig.4.12- La variation du flux thermique maximal de la courroie SFAT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.....	47
Fig.4.13- La variation du flux thermique maximal de la courroie BAT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.	48

Liste des tableaux

Tableau.2.1- Paramètres d'une transmission par des courroies de types AT10, BAT10 et SFAT10.....	29
Tableaux 3.1- Dimension des courroies AT10, SFAT10 et BAT10.....	38
Tableaux 3.2- Caractéristiques des courroies AT10, SFAT10 et BAT10.	38
Tableaux 4.1- Propriétés mécaniques et thermiques d'une transmission par poulie-courroie	42

Symboles

a	entraxe
b	largeur de courroie
C	couple
d_{k1}	diamètre de la petite poulie motrice
e	épaisseur
$F_{T/z}$	effort maxi
f_T	effort tangentiel
F_T	force tangentielle
f	fréquence de résonance
h	coefficient de transfert de chaleur par convection
K	constante pour mesure de prétention
L	largeur de la courroie.
N_1	vitesse de rotation
R_1, R_2, R_3, R_4	rayons des couches de la dent de courroie
s	surface de contact
$T_1, T_2, T_3,$	températures des couches d'une dent de courroie
T_c, T_p	température de la surface extérieure de la courroie.
T_0	température initial
V	vitesse linéaire
Z_e	nombre des dents
Z_1	nombre de dents de la petite courroie
Z_2	nombre de dents de la grande courroie
α	angle d'enroulement
ϕ_g, ϕ_c, ϕ_d	flux de chaleur
λ_1, λ_2	conductivité thermique

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Introduction générale

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 de secteur automobile où on utilise divers types de courroies : à section trapézoïdale (courroie-V) pour la pompe à eau à section côtelée (courroie multi-V) pour la direction assistée à section crantée (courroie synchrone) pour la distribution etc. 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.

Ce mémoire est consacré à une étude expérimentale et numérique pour voir l'influence de la géométrie des courroies binder magnetic sur leur comportement thermique. Les essais ont été exécutés sur un derrick original d'essai pour but de mesurer les températures des trois courroies AT10, SFAT10 et BAT10, ainsi que les températures des poulies motrices pour valider notre simulation. Ce mémoire de master est organisé en quatre chapitres :

- Le premier chapitre présente un bref historique sur les courroies, leurs structures, ainsi que leurs différents types. Dans la deuxième partie, nous avons présenté une bref introduction sur les courroies BINDER MAGNETIC, leurs structures, ainsi que leurs différentes catégories et nous avons présenté la méthode de calcul des paramètres de ces courroies et leurs exemples d'utilisation dans l'industrie.
- Le deuxième chapitre a été axé sur l'état de l'art sur ces courroies. Ensuite, une étude expérimentale sur un banc d'essai pour but de mesure des températures des courroies et des poulies motrices.

- Le troisième chapitre décrit particulièrement le comportement thermique du contact entre les dents de poulie et courroie.
- Le quatrième chapitre présente la simulation du comportement thermique de courroie par logiciel SOLIDWORKS, ainsi que les résultats atteints et les discussions qui montrent l'influence des vitesse de rotation et les tension de pose sur leurs comportement thermique. Et en finira par une conclusion générale

CHAPITRE I : HISTORIQUE SUR LES COURROIES

HISTORIQUE SUR LES COURROIES

1.1 Introduction

Les courroies comme les chaînes, 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 (Fig.1.1). Une transmission par courroies ou par chaînes 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.



Fig.1.1 - Transmission par une courroie de distribution.

1.2 Historique

D'après Gates, 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 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 4de 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.

1.3 Avantages et inconvénients

1.3.1 Avantages

- Possibilité d'une variation d'entraxe et de position relative entre moteur et récepteur
- Relative souplesse dans la transmission : élasticité de la courroie (amortisseur)
- Possibilité de glissement de la courroie / poulie en cas de surcharge (patinage) fonction de limiteur de couple à glissement.
- Pas de lubrification (carter = élément de protection)
- Entretien limité à la tension de pose, et réglage périodique
- Grande durée de vie.
- Coût d'achat et d'installation faible
- Bon rendement (jamais < 95%)

1.3.2 Inconvénients

- encombrements des paliers (efforts radiaux importants dus à la tension des courroies)
- le non garanti d'une transmission parfaitement homocinétique pour les courroies asynchrone (élasticité des courroies, glissement systématique 2 à 3%)

1.4 Catégories de courroies

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

- les courroies plates
- les courroies trapézoïdales (dites aussi courroies en V).

1.4.1 Les courroies plates

Les courroies plates 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. Ces courroies servent à transmettre une force mécanique d'une poulie à une autre poulie, permettant ainsi la modification de la vitesse de rotation par changement du module. Ils permettent une transmission à forte vitesse mais pour des efforts faibles. Dans cette catégorie de courroies, on trouve :

- Les courroies plates ordinaires (Fig.1.2-a) sont fabriquées en cuir multicouches ou en matériaux synthétiques renforcés,

- Les courroies plates minces (Fig.1.2-b) sont en général fabriquées en matériaux synthétiques de faible épaisseur. Elles sont conçues pour des utilisations sous faible charge et spécialisées,
- Les courroies crantées (Fig.1.2-c) sont utilisées pour 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..

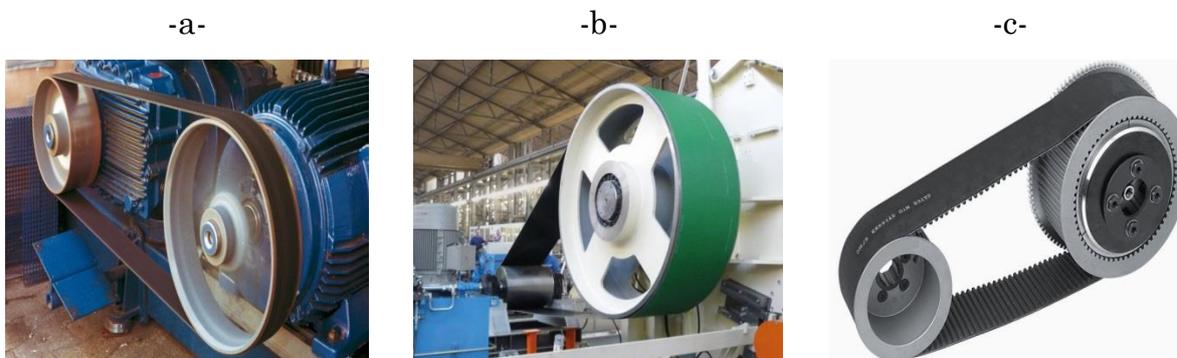


Fig.1.2 - Courroie plate : a- courroie plate ordinaire, b- courroie plate mince, c- courroie crantée

1.4.2 Les courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées ; à tension égale elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact et par là l'effort transmissible). 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). 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. Le noyau de traction peut être composé d'une simple rangée de fils ou de fibres torsadées qui forment des câbles sans fin.



Fig.1.3 - Courroies trapézoïdales.

Dans cette catégorie de courroies, on trouve

- les courroies trapézoïdales standards (voir Fig.1.4-a).
- les courroies poly-trapézoïdales (voir Fig.1.4-b).
- les courroies côtelées (voir Fig.1.4-c)
- les courroies à vitesse variable (voir Fig.1.4-d).
- les courroies articulées (voir Fig.1.4-e).

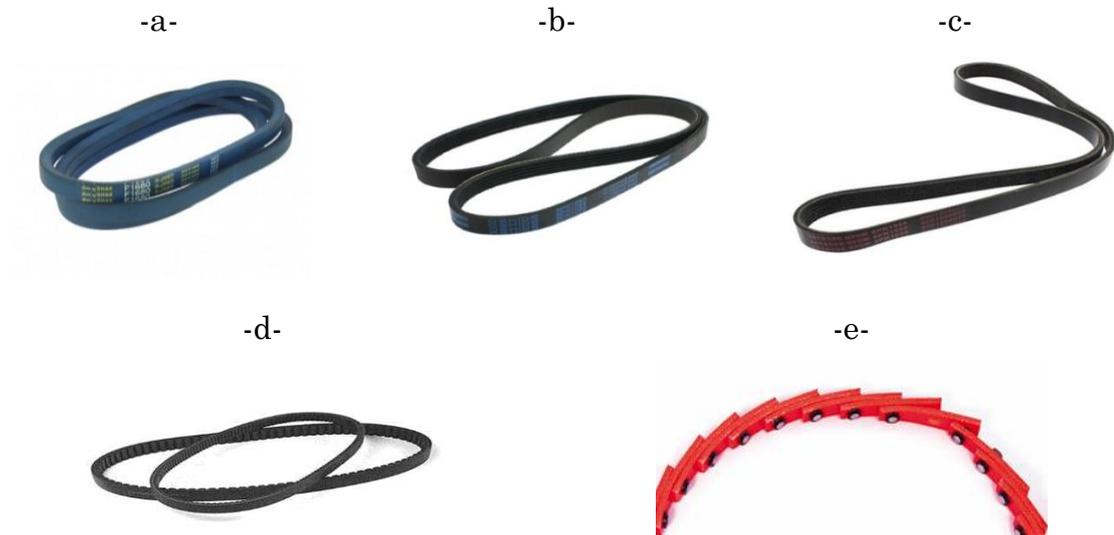


Fig.1.4 - Courroies trapézoïdales : a- standards, b- poly-trapézoïdales, c- côtelées, d- à vitesse variable, e- articulées

1.5 Description des courroies dentées binder magnetic

1.5.1 Généralités

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.

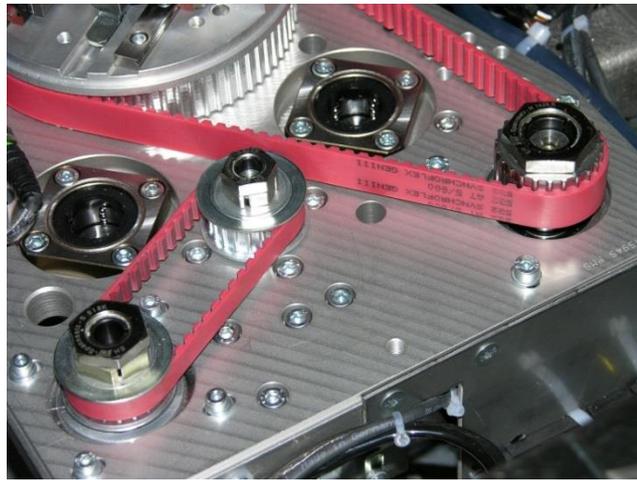


Fig.1.5 - Transmission par courroie Binder Magnetic.

1.5.2 Structure des courroies binder magnetic

Les courroies de transmission BINDER (voir [Fig.1.5](#)) 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. (Voir [Fig. 1.6](#)).

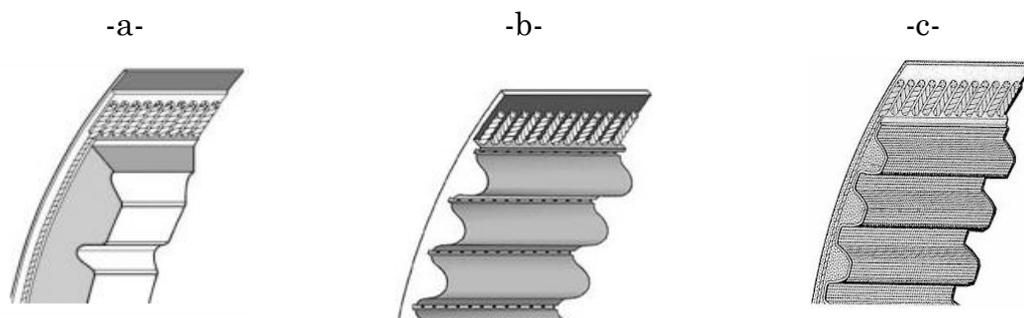


Fig.1.6-Les différentes géométries d'une denture de courroie : a -profil trapézoïdal, b-profil H.T.D, c-courroie BINDER. [\[24\]](#)

1.5.3 Catégories de courroies

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

- Courroie crantée - AT10 : 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 : 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 : 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).

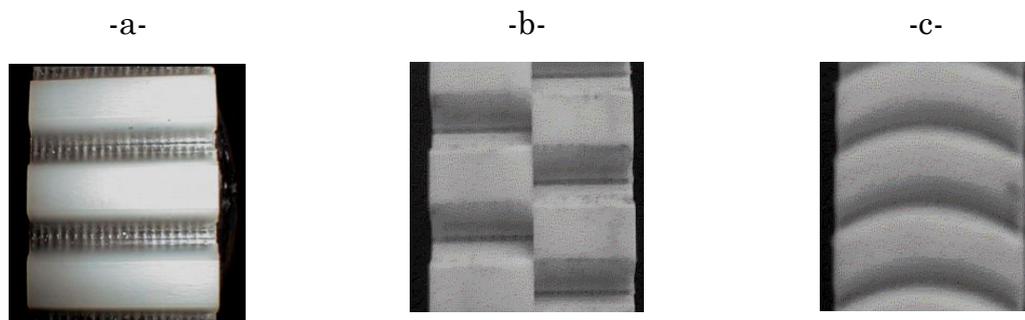


Fig. 1.7 - Types des courroies Binder magnetic: a- AT10, b- SFAT10, c- BAT10.

1.5.4 Exemples d'utilisation

La courroie Binder magnetic a 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.1.9](#)).

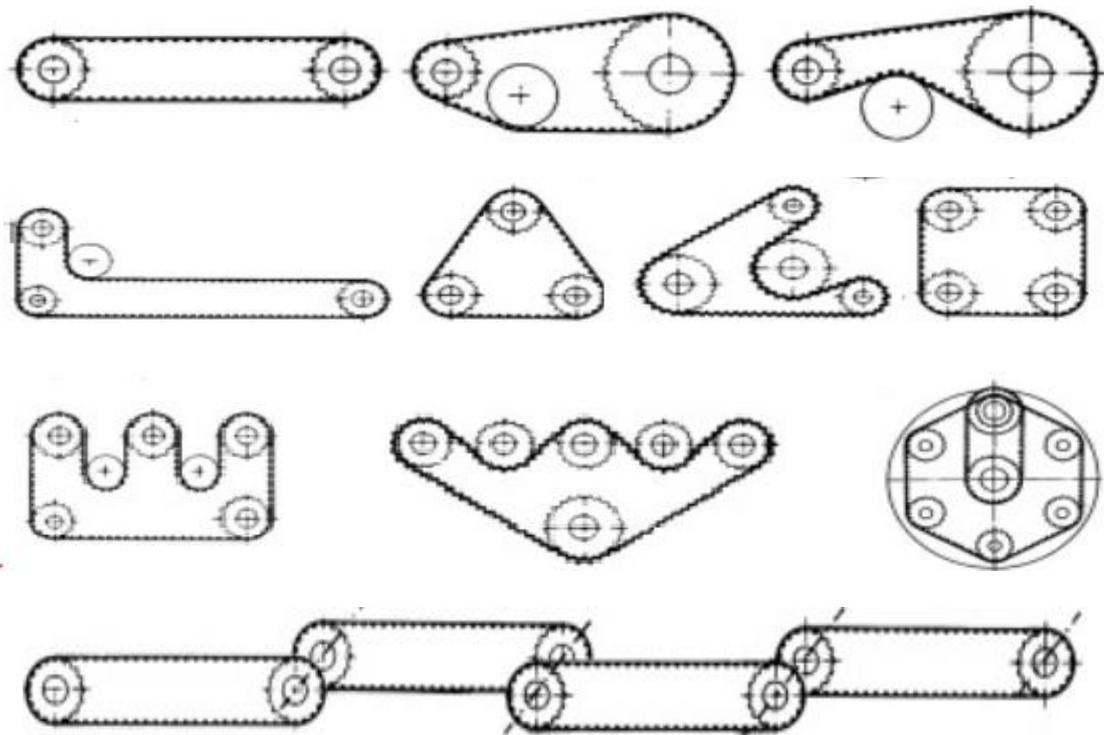


Fig. 1.9- Exemples d'utilisation pour un mouvement de rotation.

- 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.1.10).

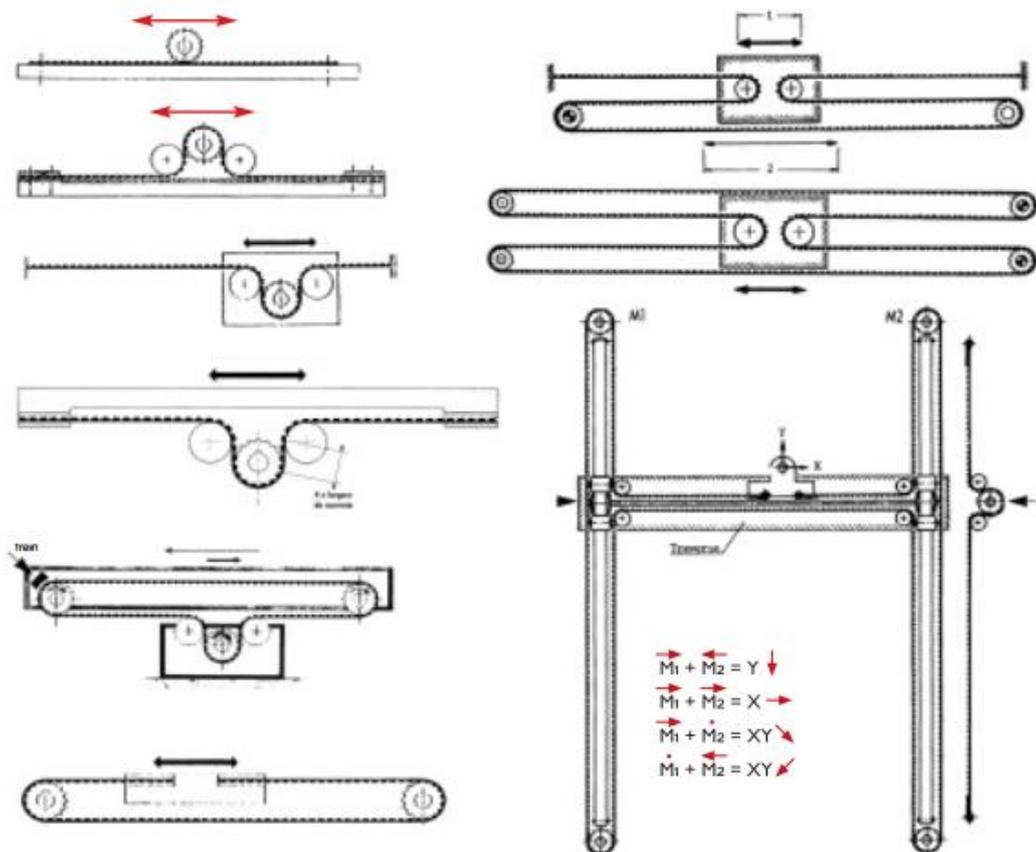


Fig. 1.10 - Exemples d'utilisation pour un mouvement linéaire

- Convoyage, transport et indexage (voir [Fig.1.11](#)).

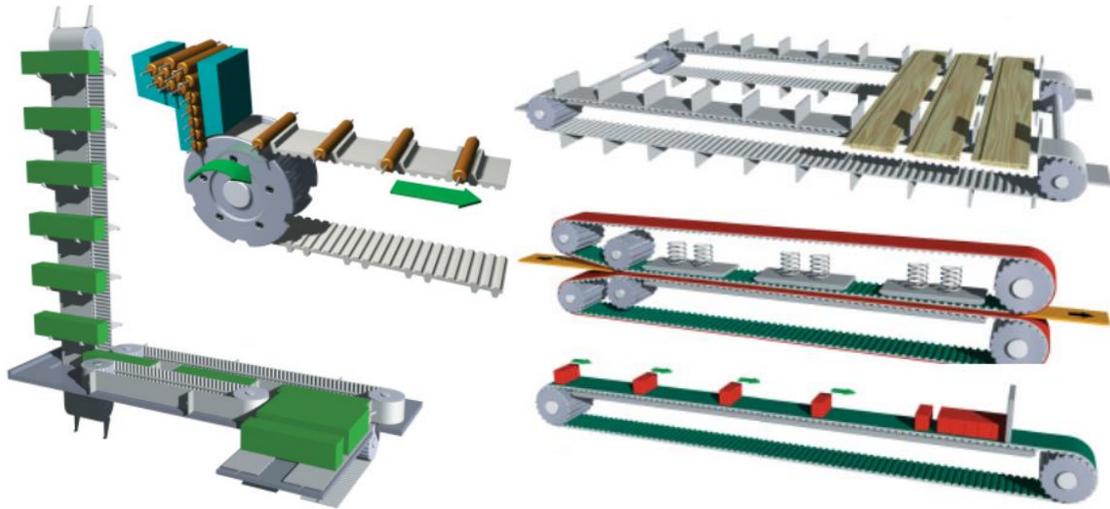


Fig.1.11 - Exemples d'utilisation (Convoyage, transport et indexage).

1.6 Conclusion

La courroie de distribution est difficile de ne pas l'imaginer dans le génie mécanique actuel en tant qu'élément avec une forme de liaison mécanique fonctionnant de manière synchrone. Nous avons présenté dans la première partie de ce chapitre, un bref historique sur les courroies, leurs structures, ainsi que leurs différents types. Dans la deuxième partie, nous avons présenté une bref introduction sur les courroies Binder magnétique, leurs structures, ainsi que leurs différents catégorie et nous avons présenté la méthode de calcul des paramètres de ces courroies et leurs exemples d'utilisation dans l'industrie.

CHAPITRE II : MESURE DE LA TEMPERATURE D'UNE TRANSMISSION PAR COURROIE DENTEE

MESURE DE LA TEMPERATURE D'UNE TRANSMISSION PAR COURROIE DENTEE

2.1 Eta de l'art sur les courroies

L'analyse des travaux menés sur les transmissions par courroie permet d'apporter des éléments de réponse sur le comportement thermique et dynamique observé. Ces courroies sont sensibles aux conditions d'utilisation, il existe en effet une variation des valeurs du coefficient de frottement et de la traction en fonction de la température. Wurm et al [2] ont développé un modèle numérique qui est capable de calculer les effets de transfert de chaleur dans une transmission à variation continue de courroies fermée en utilisant la dynamique de fluide computationnelle.

Sundararaman et al [3] ont étudié l'effet de la température sur la fatigue des courroies en serpentín à nervures en V. Ils ont développé un modèle prédictif de croissance de la fissure par fatigue pour surveiller la détérioration progressive des défauts initiaux de petites nervures soumis à des charges thermiques et mécaniques. D'autres recherches ont étudié le fonctionnement d'un système de courroie en serpentín et poulie avec des nervures d'une automobile. Song et al [4] ont créé un modèle à éléments finis dynamiques tridimensionnel constitué d'une poulie motrice, d'une poulie réceptrice et d'une courroie trapézoïdale à cinq nervures complètes. Ce modèle a été mis en œuvre dans le code abaqus / explicit pour la simulation, et qui sert pour détermine les contraintes thermiques et les propriétés dépendant de la température des composés de caoutchouc. Krane et al [5] ont obtenus des expressions analytiques pour la distribution de température et la capacité de transfert thermique d'un radiateur de type courroie. Par ailleurs, d'autres études se sont progressivement orientées vers l'étude du bruit. Chen et al [6] ont étudié et modélisé les différences sources de bruit de la courroie synchrone en mesurant la dynamique d'impact du contact des dents du pignon de courroie, le bruit induit par frottement, les vibrations des dents induites par frottement ainsi que le bruit induit par l'air lors de la mise en prise. Chen et al [7] ont analysé le frottement entre les courroies en caoutchouc et la poulie dans des conditions de froid. Et ils ont présente la caractérisation expérimentale et l'analyse du frottement de la courroie et le comportement du bruit associé sur la base d'un banc d'essai de poulie à courroie. D'autre part, Tokoro et al [8.9] ont présenté deux études. La première est l'analysé du mécanisme de génération et la méthode de réduction du bruit à haute fréquence pour une courroie de

distribution qui est installé sur un moteur réel. La deuxième étude, ils ont observé le mécanisme de génération et la méthode de réduction de la vibration transverse de la courroie comme cause du bruit de la courroie de distribution. En 1988, Koyama and Marshek [10] ont présenté un document technique sur la répartition des charges, la durée de vie, le bruit, les erreurs de transmission et les caractéristiques de saut des courroies dentées.

La quantité de travaux de recherche portant sur le comportement dynamique des courroies étant relativement limitée, le travail présenté dans ce papier comporte plusieurs contributions scientifiques originales. Baltaa et al [11] ont décrit d'une étude expérimentale sur les effets des paramètres d'entraînement par courroie sur le comportement de perte de vitesse des entraînements à courroies à nervures en V. Récemment, Zhu et al [12] ont étudié les caractéristiques d'amortissement hystérétique et dynamique (HDC) transversal d'une courroie en serpent. Ils ont développé un modèle de rigidité variable et d'amortissement variable constitué d'un ressort à rigidité variable et d'un amortisseur à amortissement variable pour estimer ces caractéristiques d'amortissement hystérétique et dynamique de la courroie. En 2014, Manin et al [13] ont présentée une méthode qui permet d'estimer une carte des pertes de puissance pour toute transmission à courroie multi-poulie poly-v. ils ont identifié et modélisé les pertes de puissance dans une simple transmission à deux poulies poly-v et une courroie, il se concentre sur les pertes de courroie due au comportement hystérétique du caoutchouc et le glissement de la courroie sur la poulie.

Toutefois Ding and Zu [14] ont présenté une étude qui porte sur la réponse non linéaire en régime permanent d'un système d'entraînement à courroie avec un embrayage unidirectionnel. Un modèle dynamique est établi pour décrire les rotations de la poulie motrice, la poulie réceptrice et l'arbre auxiliaire. De plus, Čepon et al [15] ont développé un modèle d'entraînement par courroie poly-V utilisant une formulation absolue de coordonnées nodales, dans le but est d'introduire un mécanisme d'amortissement dans le modèle à courroie et de le vérifier à l'aide de données expérimentales. En 2006, Nuttall and Lodewijks [16] ont proposé un modèle qui décrit la relation entre la traction et le glissement dans le rouleau de contact de roulement d'un convoyeur à courroie entraîné par une roue. D'autre part, Akehurst et al [17] ont présenté une série de deux documents détaillés sur les mécanismes de

perte qui se produisent dans les transmissions par courroie pour obtenir des améliorations dans l'efficacité. Un premier article dans lequel une analyse a été effectuée des pertes qui se produisent en raison du mouvement relatif entre les bandes et les segments de la courroie. Le deuxième article est consacré au développement d'un certain nombre de modèles pour prédire les pertes par glissement dans le système variateur, basée sur les modèles de distribution de force développés dans l'article premier.

En 2004, Pellicano et al Catellani, A. Fregolent [18] ont analysé la réponse dynamique non linéaire d'une courroie de transmission de puissance excitée par une excentricité de la poulie. Un modèle théorique est développé pour prédire la réponse de la courroie. Ce modèle est basé sur la théorie des cordes en mouvement et l'effet statique de l'élasticité de la courroie. Kim [19] à développer une équation basée sur la formule classique d'Euler est dérivée pour rechercher la distribution des forces normales et tangentielles sur un entraînement à courroie plate quand une charge de contact concentrée est appliquée sur la poulie. Cependant, Gerbert [20] a décrit deux modes de défaillance d'une courroie plate. Le premier est un concept d'usure linéaire appliqué sur l'entraînement à courroie plate, cette usure portée sur la couche de frottement qui entraîne une diminution de la friction et un mauvais fonctionnement progressif. Le deuxième est la fatigue de la couche de traction, Cela entraîne une rupture et un dysfonctionnement soudain de la courroie. En 1987, Kim and Marshek [21.22], ils ont présente deux études, la première consacrée du point de vue théorique à l'influence de la vitesse d'une courroie de transmission plate sur les forces normales et tangentielles ainsi que l'effet des forces centrifuges sur la tension de la courroie. Et la deuxième est une étude théorique et expérimentale des caractéristiques du frottement entre une courroie abrasive et une poulie motrice ou réceptrice.

2.2 Description de l'appareil de mesure

On montre l'architecture générale de l'entente d'essai de courroie dans la (Fig.2.1) Brièvement une courroie synchrone (5) est montée et sur poulie motrice et la poulie réceptrice (4,6). L'ensemble global peut être déplacé la perpendiculaire à l'axe de puits pour monter la courroie synchrone et ajuster la tension de pose. Alors, l'ensemble des éléments est serrée à un appui rigide lourd 40 mm dans l'arbre d'entrée (arbre moteur) diamètre et la puissance être 70 KW DC moteur. La vitesse angulaire peut être variée entre 500 à 3000 tr/min. Pour un essai, la vitesse angulaire

est tenue constante aussi bien que la tension de pose. 40 mm dans l'arbre de sortie (arbre récepteur) diamètre est le moment de torsion chargé par la pompe de frein hydraulique. [1]

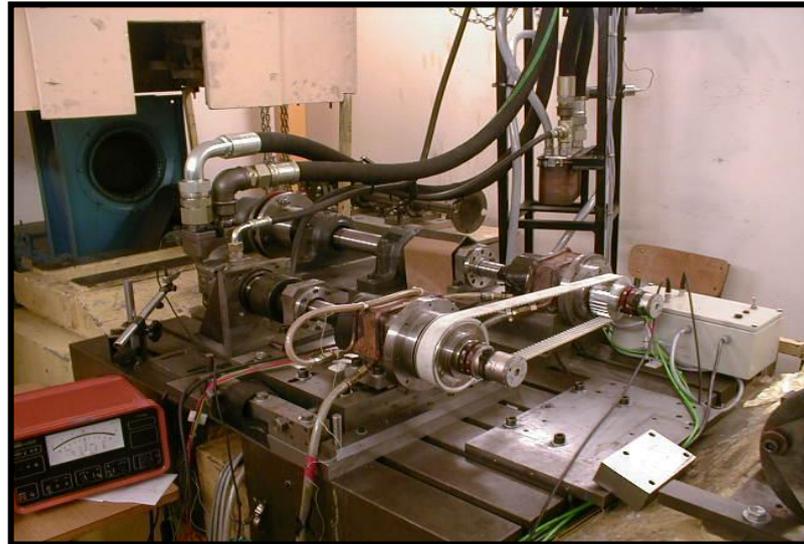


Fig. 2.1 - Banc d'essai des courroies. [1]

Un circuit hydraulique séparé (Fig.2.2) permet de fixer la pression et ainsi le moment de torsion de résistance pour une vitesse angulaire donnée.

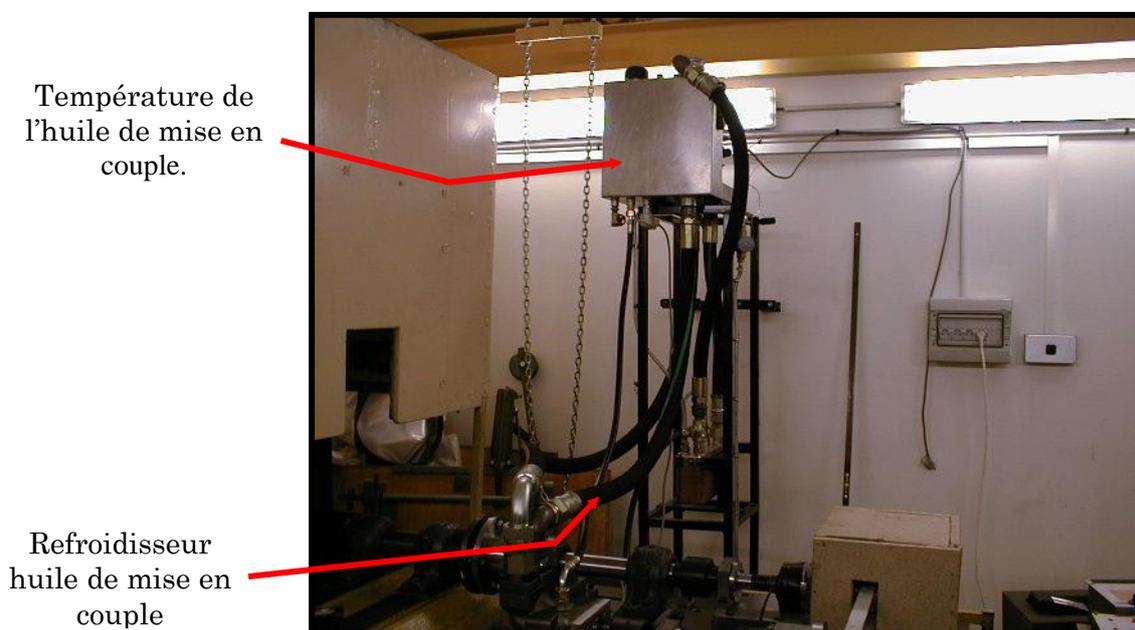


Fig. 2.2 - Vue générale des circuits hydraulique.

La résistance au moment de torsion peut varier entre 25 et 75 N.m. chaque poulie est monté sur la fin d'un arbre parallèle et fixé axialement avec une vis et une rondelle. Après le montage de poulie, l'excentricité de poulie maximale est 0.07 millimètre. L'assemblée d'anneau d'erreur (15,16) est fixée le côté libre de la poulie. Les puits sont montés sur la rangée double s'est effilé des comportements de rouleau

(3,8) et des roulements cylindriques (2,9). Des accouplements élastiques sont aussi placés entre le frein du moteur et hydraulique. Ils permettent de comprendre aussi le découplage thermal entre l'arbre moteur et l'arbre récepteur, et le frein du moteur et hydraulique respectivement. Notez que des refroidisseurs d'eau sont installés sur des comportements (2, 3, 8,9) pour limiter l'augmentation de haute de température. On donne la vue générale du banc d'essai dans la (Fig. 3.3)

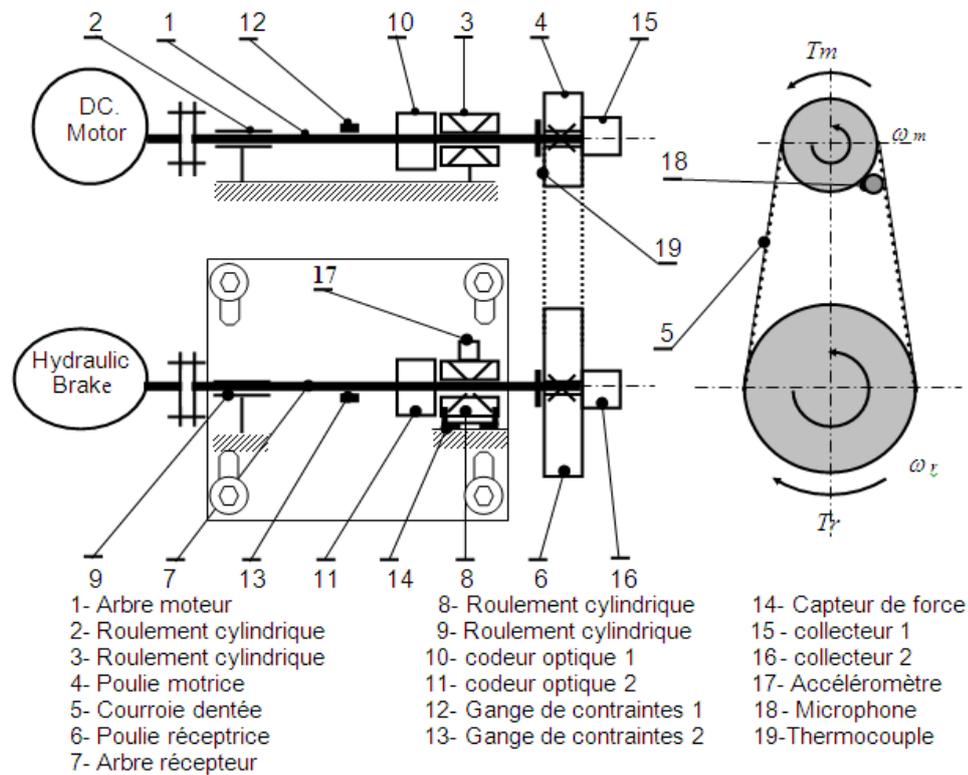


Fig. 2.3 - Schéma cinématique de banc d'essai. [23]

La courroie de transmission évalué l'appareil est équipé d'un maximum de détecteurs classiques. La température de poulie motrice est mesurée avec un thermocouple placé au milieu d'une dent de poulie (nous avons placé un thermocouple de 1mm dans une dent, 1mm en dessous du rayon de creux et extrémité jusque dans le plan médian) (Fig.2.4) et placée dans le milieu de la largeur de contact. Noter que la température de la courroie moyenne est mesurée avec appareil de l'infrarouge non entre en contact avec le détecteur à l'arrière la courroie.



Fig. 2.4 - Vue du thermocouple dans la dent de la poulie motrice.

Les courroies sont faites avec 20 câbles d'acier incorporées avec le polyuréthane (dureté 92 shore), la surface de contact active peuvent être aussi protégés par une couche de tissu (le cas B). Ainsi le cas un est considéré comme une référence (des dents droites), le cas B diffère seulement avec la couverture de tissu [1].

2.3 Matériels et conditions d'essai

Trois types de courroie étaient considérés (Fig.2.5) [23]. Un profil trapézoïdal (l'angle 50 pas 10 mm) de dents est combiné avec la forme différente de large. Notez le contact de dent entre la courroie et la poulie d'alliage d'aluminium ont lieu au sommet de la courroie et 0.5 mm le dégagement arrive dans la zone creuse. Le dégagement entre la dent de la courroie et la dent de poulie est aussi défini, la position de dégagement 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 cordes courroie et le bout de dent de la courroie est égale à 3.35 mm.

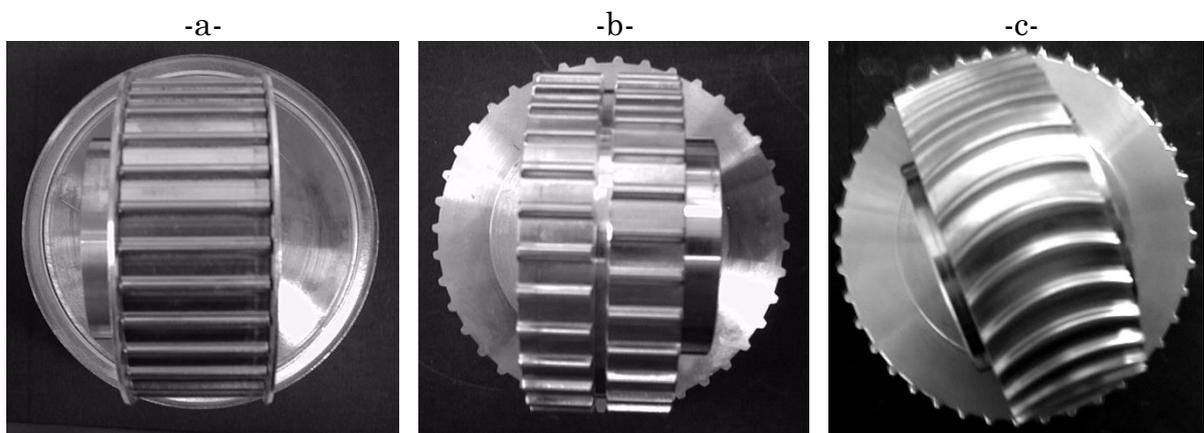


Fig. 2.5 - Les poulies d'essai : a- AT10, b- SFAT10 et c- BAT10. [23]

2.4 Procédure d'essai et Mesures

Trois tensions de pose 400, 500 et 600 Newtons ont été considérés. Ces rapports tendus sont suffisants d'éviter le bond de la dent de la courroie et la résonance de laps de temps de courroie transversale. L'entrée de vitesse angulaire est variée de 500 à 3000 tr/min par le pas de 500 tr-min en résistant aux moments de torsion varie entre 25 à 75 N.m par le 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 mn), les mesures ont été faites. Chaque condition d'essai demande environ dix minutes d'essai [22.24]. Les données ont été enregistrées sur une carte d'acquisition de données numérique. On donne seulement la température des deux courroies et la température de la poulie motrice. Les températures varient seulement avec le temps, mais des maximums, des minimums et font la moyenne des valeurs donnent quand on voit des différences en raison de l'influence des paramètres pas considèrent dans la visualisation de résultats.

2.5 La méthode de calcul des paramètres de la courroie dentée

Les courroies de transmission de type AT10, SFAT10 et BAT10 (voir Fig.2.6) font l'objet de nombreuses études et recherches dans le but d'optimiser leur comportement, leur caractéristique et notamment leur durée de vie. 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 .

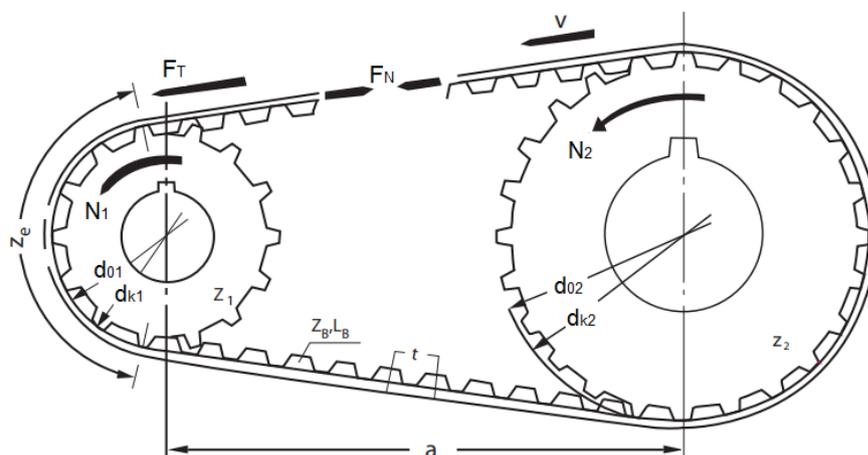


Fig. 2.6 - Transmission avec courroie binder (AT10, SFAT10 et BAT10).

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. 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]:

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

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

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

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

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

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

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.2.1](#).

Tableau.2.1 - Paramètres d'une transmission par des courroies de types AT10, BAT10 et SFAT10.

Couple [N.m]		Force tangentielle [N]	Vitesse de rotation [Tr/min]					
			500	1000	1500	2000	2500	3000
Puissance [kW]	25	534	1.3	2.6	3.9	5.2	6.5	7.8
	50	1068	2.6	5.2	7.8	10.4	13	15.8
	75	1602	3.9	7.8	11.7	15.6	19.5	23.4
Vitesse linéaire [m/s]			1.21	2.43	3.65	4.87	6.08	7.30
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 »						

2.6 Les résultats et discussion

De nombreuses données ont été rassemblées d'essais et les tables deviennent de la portée de cette expérience. Il a été décidé pour présenter des tendances principales de visualisations de courbe. Chaque paramètre est ainsi présenté dans la relation avec la vitesse angulaire. Les figures récapitulent (Fig.2.7, Fig.2.8, Fig.2.9, Fig.2.10, Fig.2.11 et Fig.2.12) sont les résultats pour les trois courroies de transmissions considérées dans cette étude.

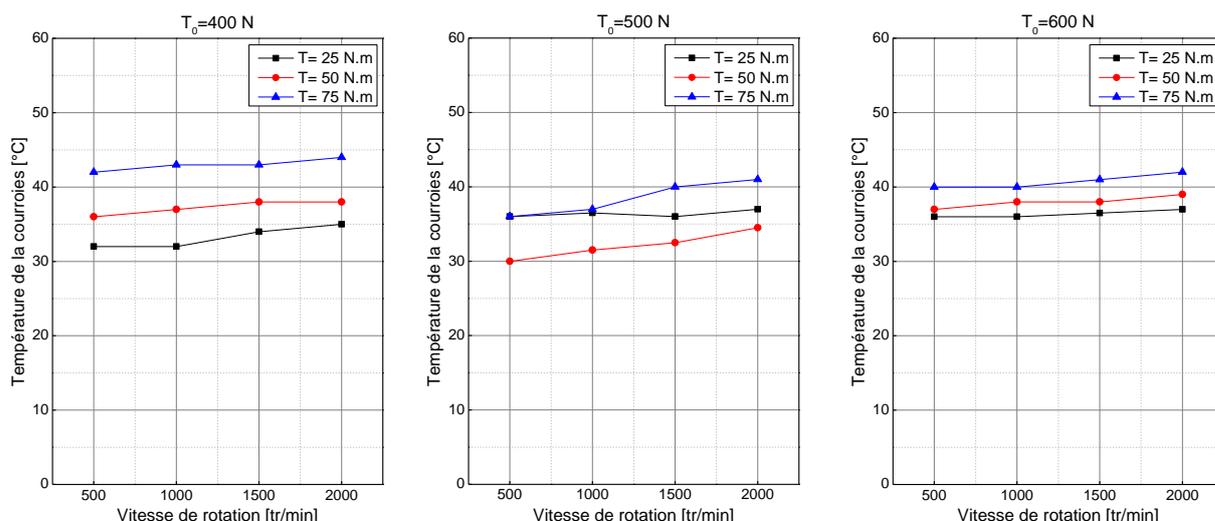


Fig.2.7 - Variation de la température de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation.

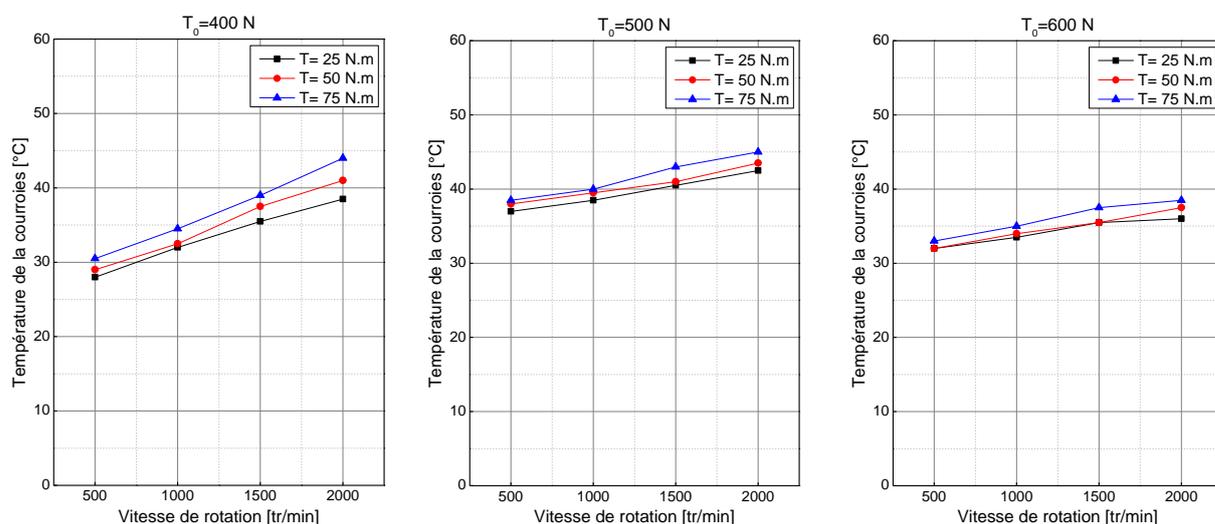


Fig.2.8 - Variation de la température de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation.

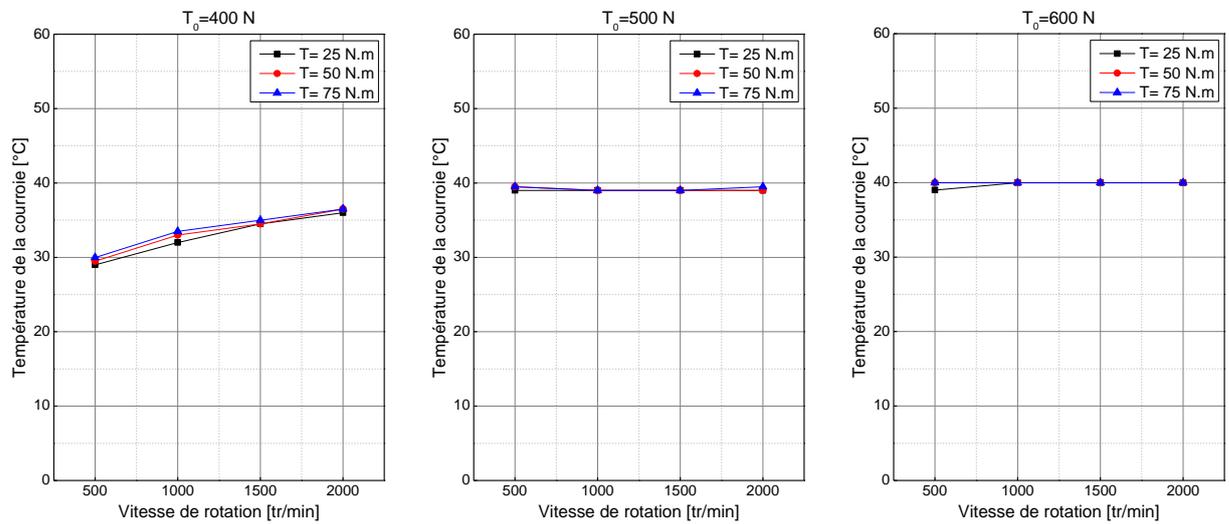


Fig.2.9 -Variation de la température de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation.

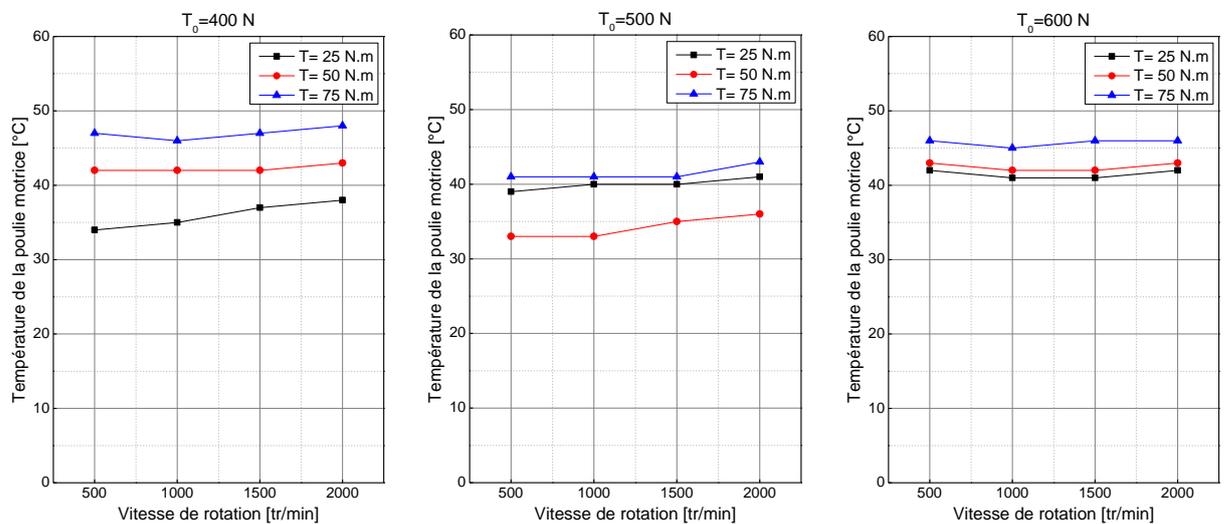


Fig.2.10 - Variation de la température de la poulie motrice pour la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation.

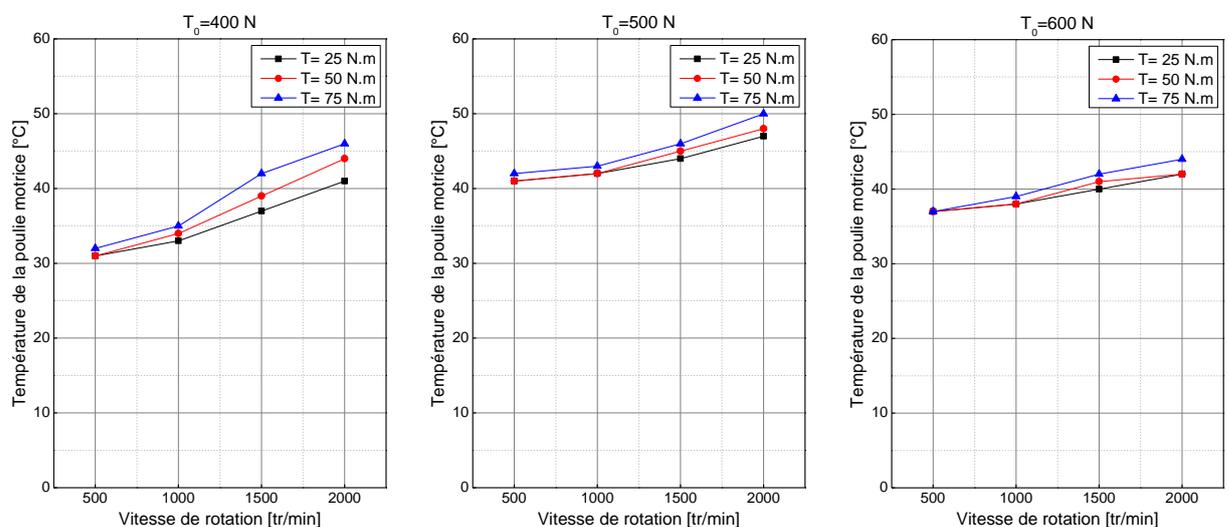


Fig.2.11 - Variation de la température de la poulie motrice pour la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation.

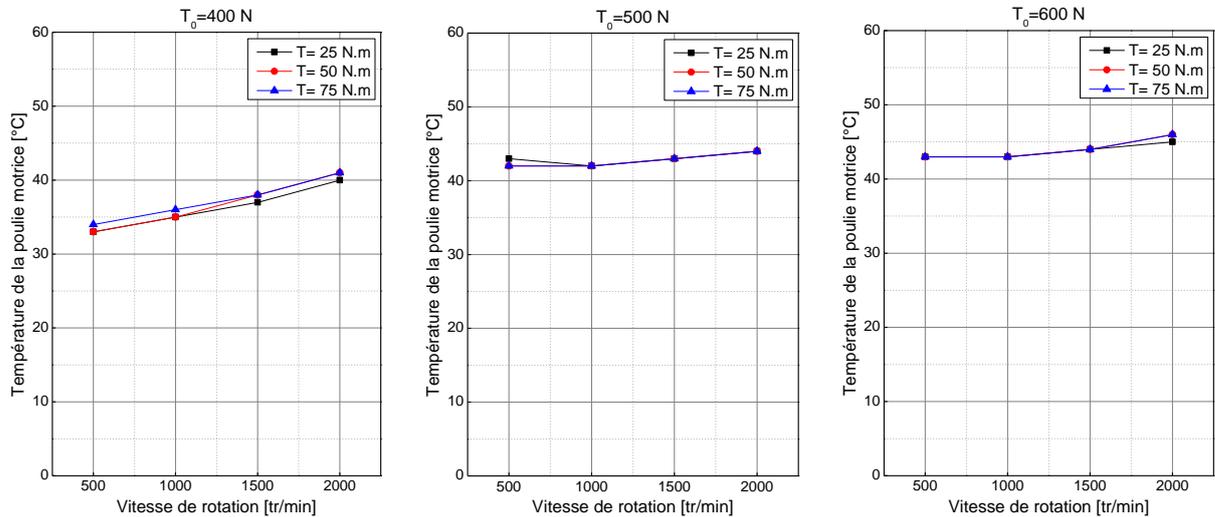


Fig.2.12 - Variation de la température de la poulie motrice pour la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation.

L'analyse des Fig.2.7, Fig.2.8 et Fig.2.9 permet d'en déduire que les températures des courroies sont pratiquement inchangées tendus lorsque la tension de pose augmente, mais s'augmente avec l'augmentation du couple. On observe également que ces températures augmentent aussi avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Et on constate que les écarts des températures des trois courroies diminuent quand la tension de pose augmente de 400 à 600 N.

D'après les Fig.2.10, Fig.2.11 et Fig.2.12, on constate toujours que la température des poulies motrices augmente lorsque la vitesse de rotation et le couple moteur augmentent. Et on remarque que les écarts des températures des poulies motrices par rapport à la vitesse de rotation sont presque constants lorsque la tension de pose augmente. Par contre les écarts de température de la poulie motrice par rapport au couple diminuent quand la tension de pose augmente de 400 à 600 N.

2.7 Conclusion

De plus de point de vue général, il doit être désigné que la production portant la température est toujours plus grande que l'entrée portant la température. On peut supposer premièrement que la température de courroie est constante le long de la longueur de la courroie et les gradients de poulie de courroie sont pratiquement identiques pour la conduite et des poulies respectives et les chemins. Deuxièmement les deux arbres sont pratiquement les mêmes en raison de l'architecture du banc d'essai. Par conséquent, il peut être déduit que les pertes de puissance et des

phénomènes de friction sont différents pour la courroie motrice et la courroie réceptrice.

**CHAPITRE III : ETUDE DU
COMPORTEMENT THERMIQUE
D'UNE TRANSMISSION
POULIE-COURROIE**

ETUDE DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION POULIE-COURROIE

3.1 Introduction

Le transfert de chaleur est l'un des modes d'échange d'énergie les plus connus. Le flux de chaleur entre deux corps est dirigé spontanément du corps froid. Un corps quelconque chauffé absorbant une quantité de chaleur (q) peut :

- Soit voir sa température augmenter d'une valeur (ΔT),
- Soit conserver sa température $T = cte$ avec un changement d'état. C'est-à-dire échange une quantité chaleur dite chaleur latente de changement d'état

Dans ce chapitre nous allons développer un modèle qui calcul le transfert de chaleur par conduction entre le contact des dents poulie-courroie. Pour cela, nous calculons le flux thermique pour les trois types de courroies.

3.2 Transmission de chaleur

La transmission de chaleur est le changement de l'énergie sous forme de chaleur entre deux corps à températures différentes jusqu'à disparition complète de leur différence de température on dit alors que l'équilibre thermique est atteint 0. Cet échange de chaleur (transfert thermique) se fait suivant trois modes de transmission fondamentaux :

- Conduction pure : se rencontre essentiellement dans les solides.
- Rayonnement : Tous les corps émettent par leurs surfaces de l'énergie sous forme de radiations électromagnétiques Si cette énergie rayonnée est reçue par un corps absorbant pour ses longueurs d'onde, elle se transforme en chaleur.
- Convection : Les échanges de chaleur par convection mettent en jeu le déplacement de la matière et se rencontrent essentiellement dans les fluides (gaz-liquides).

3.3 Calcul du flux thermique d'une transmission poulie-courroie

Le flux thermique délivré par une transmission poulie courroie est un mode de transfert de chaleur par conduction au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. Cette propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps de la courroie s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou de

température. Dans ce projet, les flux thermiques développés entre une poulie courroie sont considéré comme un transfert de chaleur par conduction radiale multi couche qui est composé de deux flux pour trois types de courroies AT10, SFAT10 et BAT10. Le premier flux thermique est celui de la première couche de la dent de courroie qui est donné par l'équation suivante.

$$\phi_d = \varphi \cdot S \quad (3.1)$$

$$\varphi = -\lambda_1 \cdot \frac{dT}{dX} \quad (3.2)$$

Après integration, on obtient:

$$\int_{X_i}^{X_e} \phi_d \cdot dX = - \int_{T_P}^{T_C} \lambda_1 \cdot S \cdot dT \Leftrightarrow \phi_d \cdot (X_e - X_i) = - \lambda_1 \cdot S \cdot (T_C - T_P) \quad (3.3)$$

L'expression du flux thermique final du contact entre les dents de courroie-poulie est déduite par Eq. (3.4)

$$\phi_d = \frac{(T_P - T_1)}{\frac{e}{\lambda_1 \cdot S}} \quad (3.4)$$

D'où, S est la surface d'échange de la dent, φ est la densité de flux, E est l'épaisseur de la dent, λ_1 est la conductivité thermique des couches d'une dent de courroie, T_P et T_1 sont les températures de la surface extérieure de la poulie et la température de surface de la première couche de dents de ceinture.

Le deuxième flux ϕ_c est celui de l'armature des trois couches de la courroie. Ce flux est calculé par la loi de FOURIER. Voir éq. (3.5).

$$\phi_c = -\lambda \cdot \alpha \cdot r \cdot L \cdot \frac{dT}{dr} \quad (3.5)$$

Après intégration, on obtient:

$$\int_{R_i}^{R_e} \phi_c \cdot \frac{dr}{r} = - \int_{T_P}^{T_C} \lambda \cdot \alpha \cdot L \cdot dT \quad (3.6)$$

L'expression du flux thermique s'en déduit:

$$\phi_c = \frac{(T_P - T_C)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)} \quad (3.7)$$

Selon Eq. (3.7), on déduit les flux thermiques qui traversent chaque couche du noyau de la courroie par Eq. (3.8), Eq. (3.9) et Eq. (3.10)

- Flux thermique ϕ_1 de la couche 1

$$\phi_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \quad (3.8)$$

- Flux thermique ϕ_2 de la couche 2

$$\phi_2 = \frac{(T_2 - T_3)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_2 \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} \quad (3.9)$$

- Flux thermique ϕ_3 de la couche 3

$$\phi_3 = \frac{(T_3 - T_4)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)} \quad (3.10)$$

D'où, T_1, T_2 et T_3 sont les températures des couches d'une dent de courroie, α est l'angle d'enroulement, L est la largeur de la courroie.

C'est le cas pratique d'une dent de courroie recouvert de plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que la température de l'air est en contact avec la face externe de la courroie ; h est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air et la face externe (Fig. 8). En régime permanent, le flux de chaleur ϕ_g se conserve lors de la traversée des différentes couches s'écrit par

l'addition des formules Eq. (3.4), Eq. (3.8), Eq. (3.9) and Eq. (3.10), on retrouve l'expression suivante:

$$\phi_g = \frac{(T_P - T_C)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right) + \frac{1}{\alpha \cdot \lambda_2 \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right) + \frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot L} \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \frac{e}{\lambda_1 \cdot S}} \quad (3.11)$$

D'où, R_1, R_2, R_3 et R_4 sont les rayons des couches de la dent de courroie, λ_1 et λ_2 sont la conductivité thermique des couches d'une dent de courroie, T_c est la température de la surface extérieure de la courroie.

Dans ce mémoire nous avons utilisé trois courroies de type AT10, SFAT10 et BAT10 de même profil trapézoïdal (l'angle 20 °, pas 10 mm) de dents est combiné avec la forme différente de large. Notez le contact de dent entre la courroie et la poulie d'alliage d'aluminium ont lieu au sommet de la courroie et 0.5 mm le dégagement arrive dans la zone creuse. Le dégagement entre la dent de la courroie et la dent de poulie est aussi défini, la position de dégagement 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 la courroie et le bout de dent est égale à 3.35 mm. Plus loin, comme la courroie est faite avec 20 cordes d'acier incorporées avec le polyuréthane (la dureté 92 shores). Toutes les dimensions de ces courroies et de leurs poulies sont données par les [Tableaux 3.1](#) et [Tableaux 3.2](#)

Tableaux 3.1 - Dimension des courroies AT10, SFAT10 et BAT10.

Courroie	R [mm]	E [mm]	α [rd/s]	S [mm²]	λ [W/m.K]
Dent	46,5	2,5	0,872	4916	0,1
Couche 1	47	0,5	0,245	4606	0,1
Couche 2	48	1	0,245	4704	50
Couche 3	48,5	0,5	0,245	4753	0,1

Tableaux 3.2 - Caractéristiques des courroies AT10, SFAT10 et BAT10.

Courroie	Nombre de dent	Pas [mm]	Entre axe [mm]	Largeur [mm]
AT10				32
SFAT10	128	10	464	32
BAT10				34

**CHAPITRE IV : SIMULATION
DU COMPORTEMENT
THERMIQUE D'UNE
TRANSMISSION COURROIE -
POULIE**

SIMULATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION COURROIE -POULIE

4.1. Description de l'outil de simulation utilisé

L'outil de simulation utilisé est le code SolidWorks Simulation « SWS ». C'est un outil de conception et de dessin Assistés par ordinateur « CAO/DAO ». Ce moyen aide les ingénieurs à concevoir les différents systèmes de l'ingénierie. Il est basé sur l'analyse par éléments finis « AEF ». Il est originalement développé par l'association : Structural Recherche and Analysis Corporation « SRAC » établie en 1982, qui est devenue aujourd'hui une partie de l'association SolidWorks. L'association de SRAC avec SolidWorks avait créé le simulateur CosmosWorks en 1995 [24]. Seulement, en 2001, SRAC est acquise par Dassault Systems « DS », la compagnie mère de l'association SolidWorks et elle est devenue un partenaire crédible avec SolidWorks en 2003. CosmosWorks est renommé SolidWorks Simulation en 2009 et il est intégré avec SolidWorks Computer Aided Design « CAD » software qui l'utilise pour créer le modèle géométrique solide des objets. SolidWorks est un code solide, paramétrique, à fonction axée et développé spécifiquement pour le système de gestion windows operating system « WOS ».

4.2 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation

Le code SWS permet d'effectuer les principaux types d'analyses des structures statiques et dynamiques (Fig. 4.1) :

- **Analyse statique** : elle donne les outils nécessaires qui rendent performant l'analyse statique des pièces et des assemblages lorsque les charges sont appliquées lentement et peuvent être considérées constantes.
- **Analyse fréquentielle/modale** : cette analyse offre la possibilité de déterminer les fréquences naturelles et les modes propres associés des pièces et des assemblages ainsi que les participations massiques dans chaque direction principale.
- **Analyse du flambage** : cette analyse détermine les modes et les charges critiques de flambage des structures.
- **Analyse thermique** : elle permet la détermination de la distribution du champ de température due au transfert de chaleur dans les pièces ou les assemblages.

- **Analyse de la fatigue** : elle permet d'examiner les paramètres caractéristiques de la fatigue des matériaux sous des charges cycliques sur la durée de vie et de déterminer le facteur d'endommagement.
- **Analyse de la pression des coques** : elle traite les paramètres de conception dans le processus de conception des coques sous des charges de pression internes ou externes.
- **Analyse dynamique linéaire** : elle étudie les effets de l'application des charges dépendant du temps ou de la fréquence sur les corps.
- **Analyse non linéaire** : elle traite les performances dynamiques non linéaires des corps sous l'effet des charges.
- **Analyse du fluide dynamique** : elle traite les écoulements des fluides compressibles et incompressibles internes et externes dans les systèmes dynamiques.

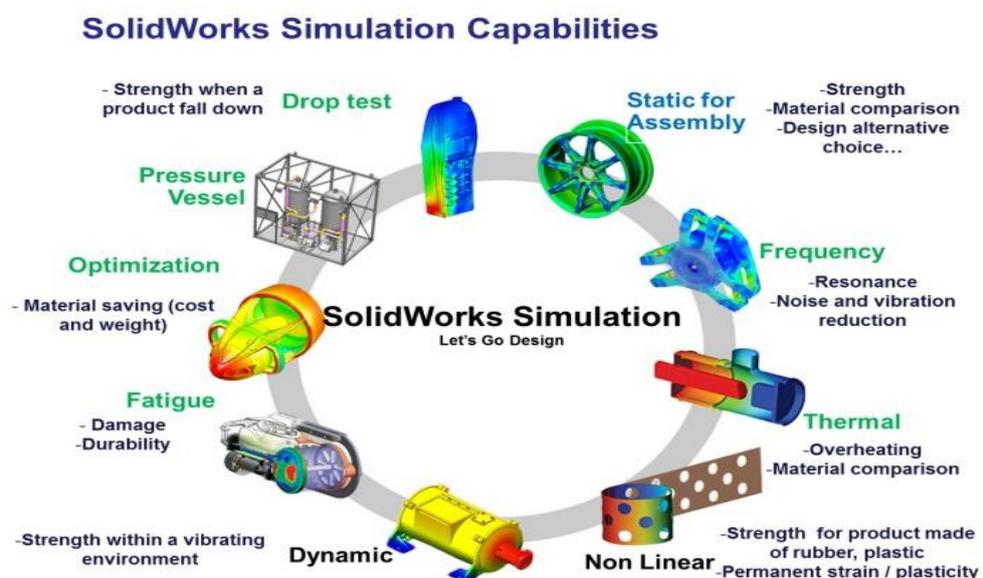


Fig. 4.1 - Types d'analyses sous SolidWorks Simulation. [25]

4.3 Types de packages SolidWorks Simulation

Ce code industriel est disponible sous forme de quatre différents packages :

- **Simulation Xpress** : il dispose d'outils de simulation de l'analyse statique des pièces avec des types de chargements et des conditions aux limites très limitées.
- **SolidWorks Simulation** : ce package traite l'analyse statique des pièces et des assemblages.
- **SolidWorks Simulation Professionnel** : il examine les analyses : statique, thermique, de flambage, fréquentielle, test d'entraînement, l'optimisation et l'analyse de la fatigue des pièces et des assemblages.

- SolidWorks Simulation Premium : il comprend les outils de simulation de toutes les analyses faisables par SWS professionnel plus les analyses non linéaires et dynamiques.

4.4 Résultats de simulation

Le processus pour une analyse typique implique trois tâches générales : introduction du modèle géométrique y compris le matériau (voir le [Tableau 4.1](#)), ensuite l'application des chargements et des conditions aux limites, et en fin par le maillage, résolution et résultats.

Tableaux 4.1 - Propriétés mécaniques et thermiques d'une transmission par poulie-courroie.

Element	Courroie		Poulie
Matériaux	Polyurethane	Acier non allié	Aluminium
Module de young [N/mm ²]	700	205000	74000
Coefficient de poisson	0.4	0.3	0.33
Résistance à la rupture [N/mm ²]	42 à 60	750 à 1300	390 à 420
Résistance à la traction [N/mm ²]	8.5	500 à 900	260 à 320
Durtée	92 Shore A	H _{RC} = 45	H _B =111
Module de cisaillement [N/mm ²]	-	81000	27000
Elongation %	270	10 à 14	13
Conductivité thermique [W/m.K]	0.1	50	121

[Fig.4.2](#), [Fig.4.3](#), [Fig.4.4](#), [Fig.4.5](#), [Fig.4.6](#), [Fig.4.7](#), [Fig.4.8](#), [Fig.4.9](#) et [Fig.4.10](#) illustrent les résultats de la simulation du comportement thermique des trois courroies en fonction de la vitesse de rotation, le couple et la tension de pose.

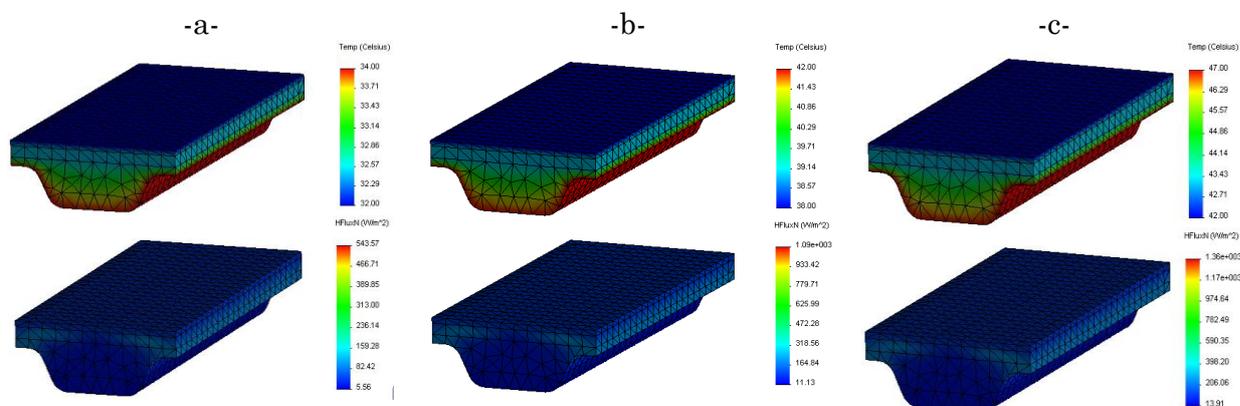


Fig.4.2 - La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 400$ N : a- $C=25$ N.m, b- $C=50$ N.m et c- $C=75$ N.m

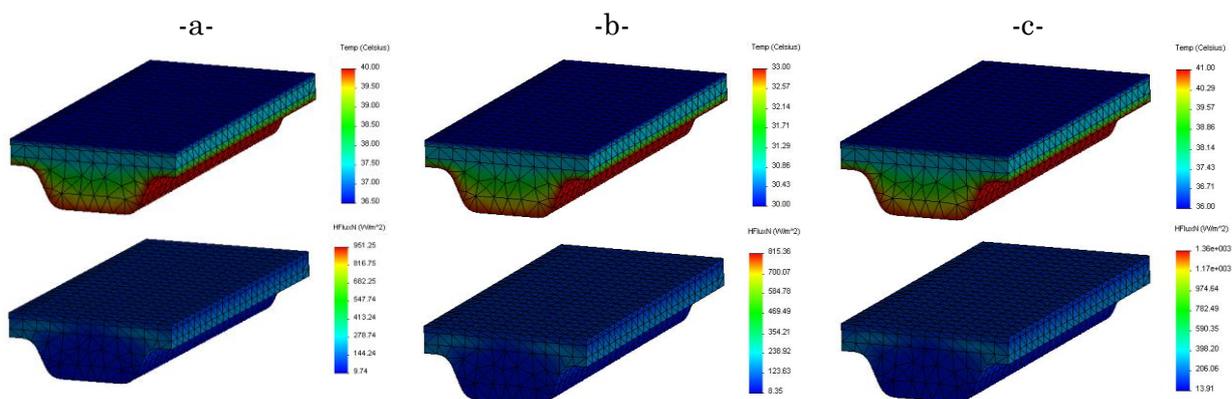


Fig.4.3 - La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 500$ N : a- $C=25$ N.m, b- $C=50$ N.m et c- $C=75$ N.m

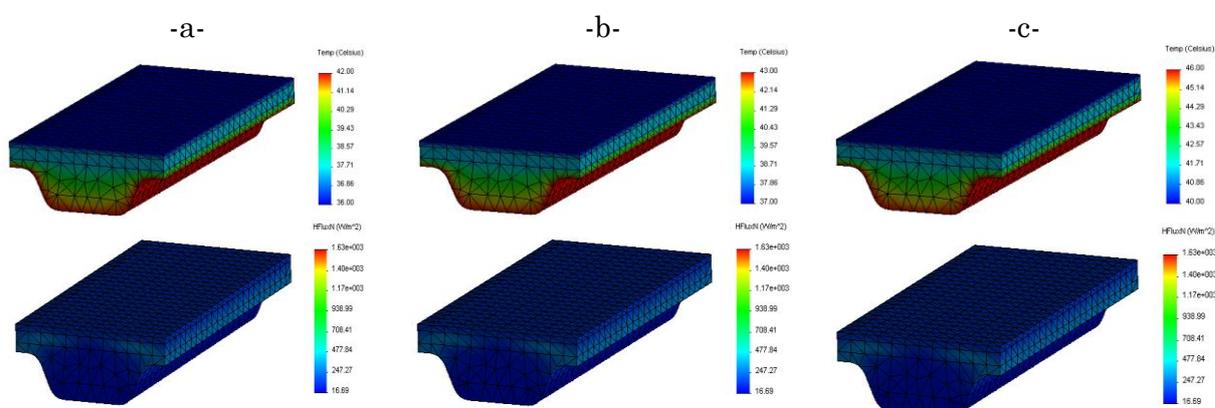


Fig.4.4 - La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie AT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 600$ N : a- $C=25$ N.m, b- $C=50$ N.m et c- $C=75$ N.m

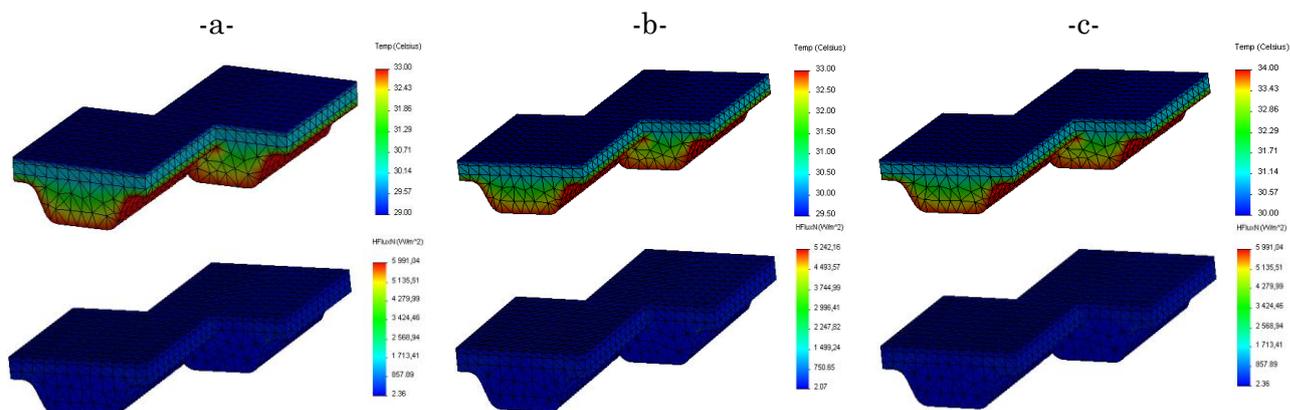


Fig.4.5 - La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie SFAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 400$ N : a- $C=25$ N.m, b- $C=50$ N.m et c- $C=75$ N.m.

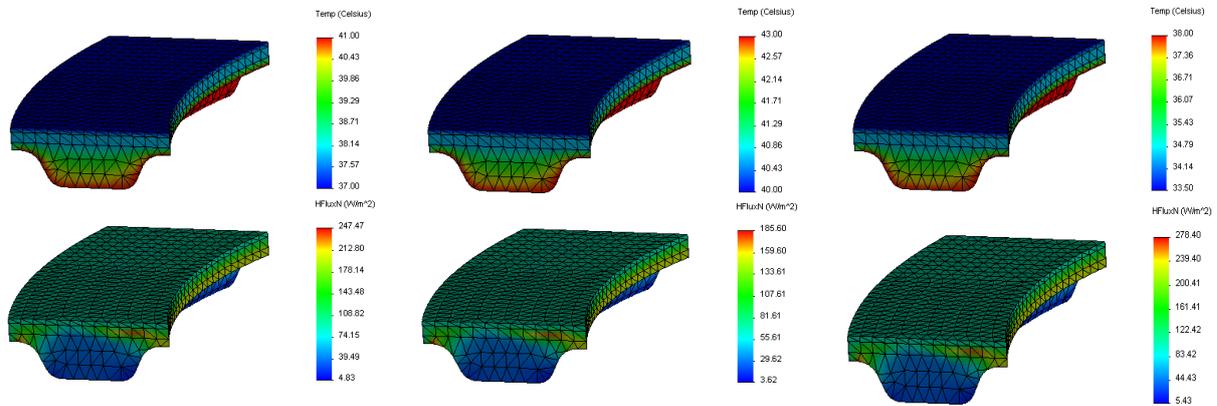


Fig.4.9 - La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 500 \text{ N}$: a- $C=25 \text{ N.m}$, b- $C=50 \text{ N.m}$ et c- $C=75 \text{ N.m}$.

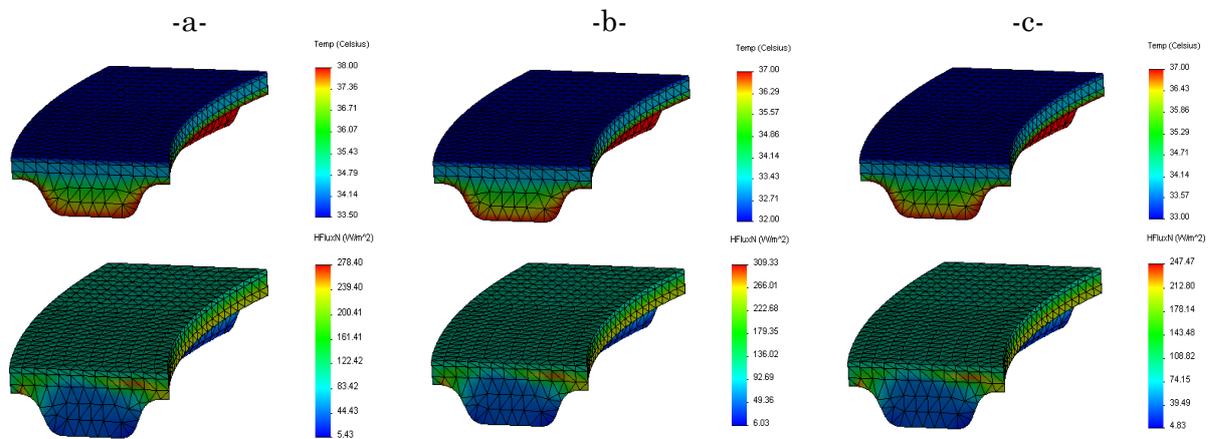


Fig.4.10 - La variation du flux thermique et la température des dents de la courroie BAT10 en fonction de la vitesse de rotation et pour une tension de pose $T= 600 \text{ N}$: a- $C=25 \text{ N.m}$, b- $C=50 \text{ N.m}$ et c- $C=75 \text{ N.m}$.

4.5 Discussion des résultats

Les graphes illustrés par la [Fig.4.11](#) montrent que le flux thermique diminue de 1.09 W/mm^2 à 0.68 W/mm^2 lorsque le couple moteur augmente de 25 N.m à 50 N.m . Ensuite, il augmente à 1.36 W/mm^2 pour une tension de pose $T= 500 \text{ N}$. Par contre ce flux thermique augmente de 0.81 W/mm^2 à 1.36 W/mm^2 , reste constant lorsque le couple moteur augmente de 25 N.m à 75 N.m pour une tension de pose $T= 400 \text{ N}$, Cependant, ce flux reste constant avec l'augmentation du couple moteur pour la troisième tension de pose $T= 600 \text{ N}$.

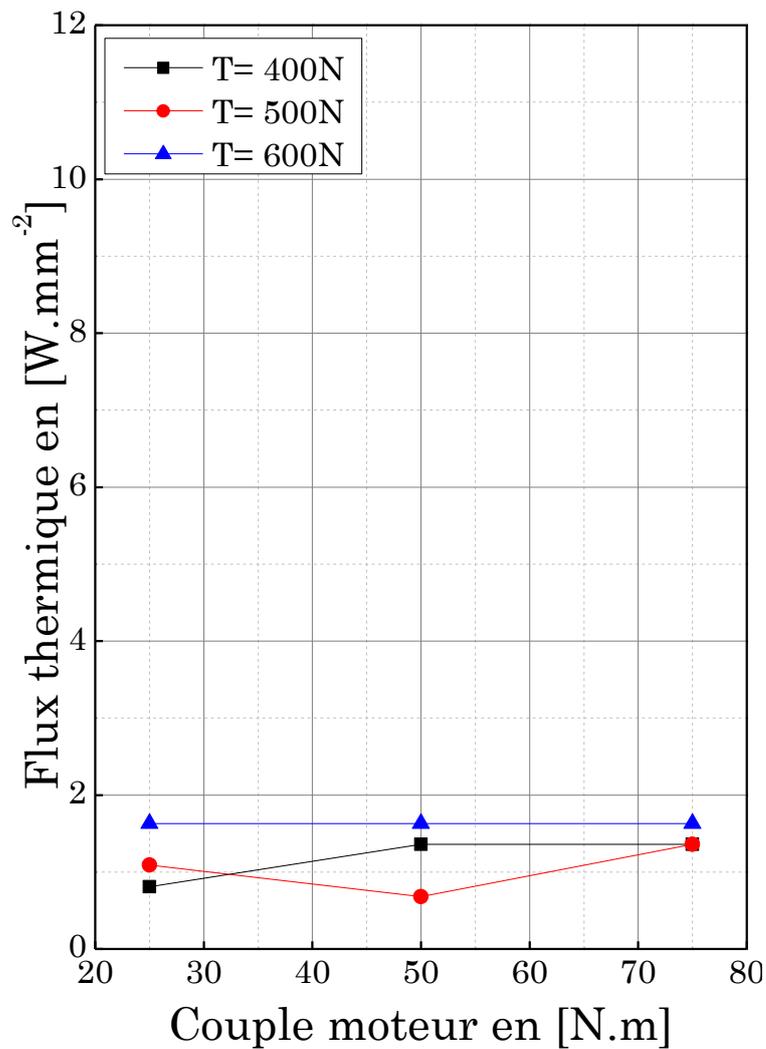


Fig.4.11 - La variation du flux thermique maximal de la courroie AT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.

D'après les graphes représentées par la [Fig.4.12](#) on constat que le flux thermique augmente de 5.99 W/mm^2 à 6.74 W/mm^2 lorsque le couple augmente de $25 \text{ N}\cdot\text{m}$ à $75 \text{ N}\cdot\text{m}$ pour la première tension de pose $T= 400 \text{ N}$. Ensuite, il diminue de 7.49 W/mm^2 à 6.74 W/mm^2 pour la deuxième tension de pose. Enfin, pour la troisième tension de pose $T= 600 \text{ N}$, on observe que ce flux thermique reste constant.

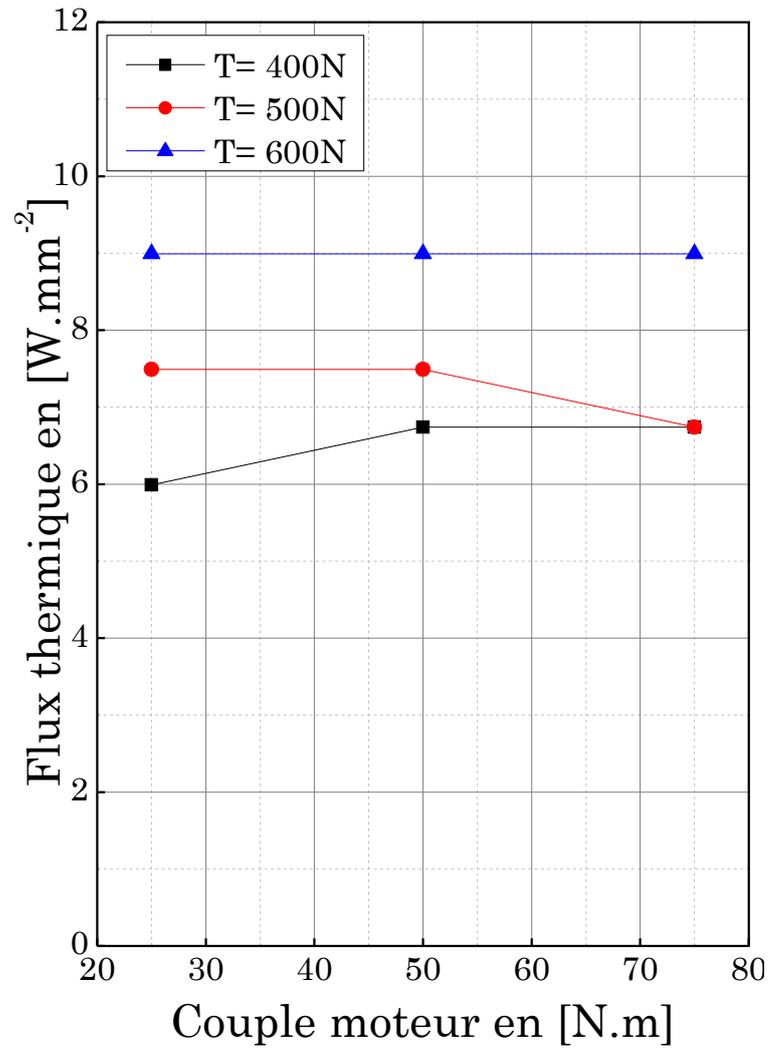


Fig.4.12 - La variation du flux thermique maximal de la courroie SFAT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.

Les graphes illustrés par [Fig.4.13](#), montrent que pour les trois tensions de pose $T=400\text{ N}$, $T=500\text{ N}$ et $T=600\text{ N}$, le flux thermique qui traverse la dent de la courroie BAT10 reste constante lorsque le couple moteur augmente de $25\text{ N}\cdot\text{m}$ à $75\text{ N}\cdot\text{m}$

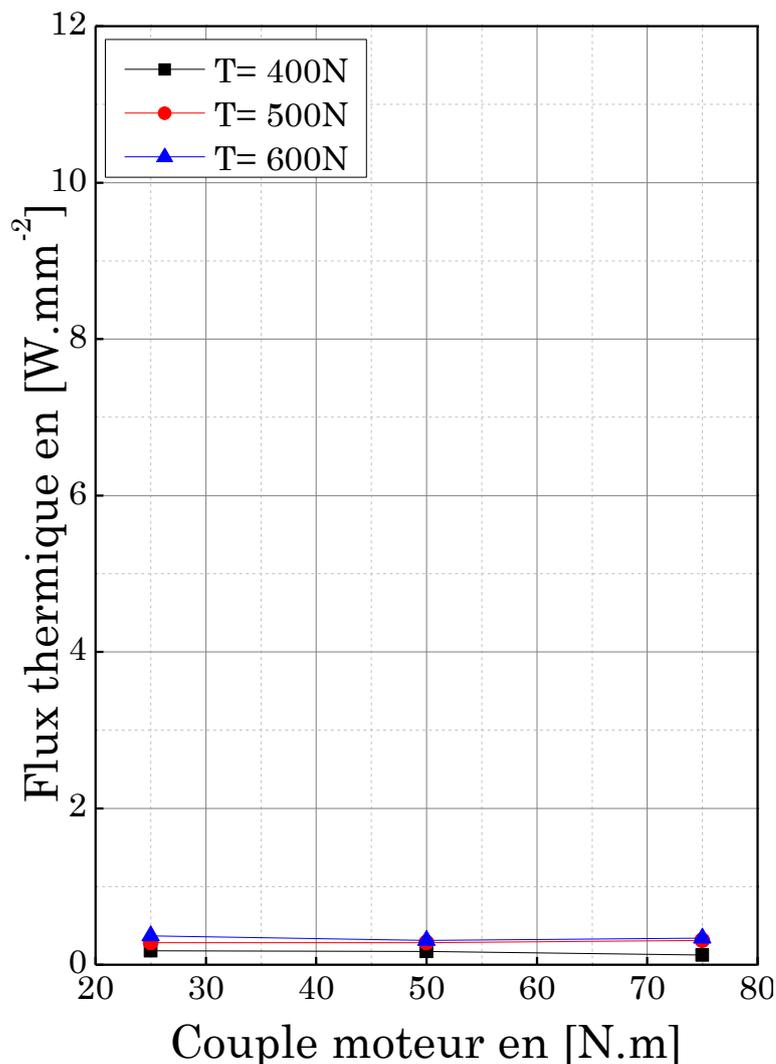


Fig.4.13 - La variation du flux thermique maximal de la courroie BAT10 en fonction du couple moteur et la tension de pose.

On compare les trois figures [Fig.4.11](#), [Fig.4.12](#) et [Fig.4.13](#), nous constatant que le flux thermique qui traverse la courroie SFAT10 est plus grand que le flux des deux autres courroies AT10 et BAT10 car la surface de contact entre les dents de poulie et la courroie est plus grande pour la première que les deux autres. Donc nous observons que la géométrie des courroies influe sur leurs comportements thermiques, sur leurs durée de vie et sur leurs fonctionnements.

CONCLUSION GÉNÉRALES

CONCLUSION GÉNÉRALES

Conclusion générale

La courroie est une pièce construite dans un matériau souple. Elle est utilisée avec des poulies, et parfois avec un galet tendeur. Les courroies dentées sont largement utilisées, que ce soit dans les biens de consommation (appareils photo, imprimante, tondeuse à gazon...), dans les transports (distribution moteur, moto...) et dans beaucoup de secteurs industriels avec des convoyeurs (mécanique, agroalimentaire...). Seulement chaque courroie doit être spécifique à son utilisation, cependant la nature du fonctionnement reste inchangée.

Ce mémoire est consacré l'influence de la température sur la performance de la courroie dentée. Le présent travail de mémoire répartie sur quatre chapitres a permis d'examiner un ensemble de travaux de recherches sur les courroies dentées :

Le premier chapitre présente les différents matériaux et catégories de courroie, ainsi que les différentes composantes de la courroie.

Le deuxième chapitre nous permettra de faire l'état de l'art des courroies dentées, et faire une vue sur la société et les courroies binder magnétique avec un exemple de calcul.

Le troisième chapitre est consacré à une étude du comportement thermique d'une transmission poulie-courroie.

Le quatrième chapitre présente la simulation du comportement thermique de courroie par logiciel SolidWorks, ainsi que les résultats atteints et les discussions qui montrent l'influence des vitesses de rotation et des tensions de pose sur le flux thermique.

Dans ce mémoire nous avons mis en évidence une comparaison entre les flux thermiques de trois types de courroies (AT10, SFAT10 et BAT10), ce résultat nous permet de conclure que le flux de courroie SFAT10 est plus grand que les deux autres types. Nous avons constaté que l'effet de la température varie en fonction de la surface de contact, ce qui nous a permis de connaître l'ampleur du flux thermique entre les trois types de courroies et à partir de laquelle déterminer le meilleur type d'utilisation.

RÉFÉRENCES 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] Wurm. J, Gumpesberger. M, Väisänen. E, Hochenauer. C, “Advanced heat transfer analysis of continuously variable transmissions (CVT)”, Applied Thermal Engineering, Volume 114, Pages 545-553, 2016, DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2016.12.007](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.007)
- [3] Sundararaman. S, Hu. J, Chen. J, Chandrashekhara. K, “ Temperature dependent fatigue-failure analysis of V-ribbed serpentine belts”, International Journal of Fatigue, Volume 31, Issue 8-9, Pages 1262-1270, 2009, DOI:[10.1016/j.ijfatigue.2009.01.019](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.01.019)
- [4] Song. G, Chandrashekhara. K, Breig. W. F, Klein. D. L, Oliver. L. R, “Analysis of cord-reinforced poly-rib serpentine belt drive with thermal effect”, Journal of Mechanical Design, Volume 127, Issue 6, Pages 1198-1206, 2005, DOI:[10.1115/1.2049088](https://doi.org/10.1115/1.2049088)
- [5] Krane. R. J, Jischke. M. C, Rasmussen. M. L, “The thermal analysis of a belt type radiator by the method of matched asymptotic expansions”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 16, Issue 6, Pages 1165-1174, 1973, DOI:[10.1016/0017-9310\(73\)90128-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90128-2)
- [6] Chen. G, Zheng. H, Qatu. M, “Decomposition of noise sources of synchronous belt drives”, Journal of Sound and Vibration, Volume 332, Issue 9, Pages 2239-2252, 2013, DOI:[10.1016/j.jsv.2012.11.030](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.11.030)
- [7] Chen. G, Lee. J. H, Narravula. V, Kitchi. T, “Friction and noise of rubber belt in low temperature condition: The influence of interfacial ice film”, Cold Regions Science and Technology, Volume 71, Pages 95-101, 2012, DOI:[10.1016/j.coldregions.2011.10.007](https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2011.10.007)
- [8] Tokoro. H, Nakamura. M, Sugiura. N, Tani. H, Shuku. T, “ Analysis of high frequency noise in engine timing belt”, JSAE Review, Volume 19, Issue 1,Pages 33-38, 1998, DOI:[10.1016/S0389-4304\(97\)00046-5](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(97)00046-5)
- [9] Tokoro. H, Nakamura. M, Sugiura. N, Tani. H, Shuku. T, “Analysis of transverse vibration in engine timing belt”, JSAE Review, Volume 18, Issue 1, Pages 33-38, 1997, DOI:[10.1016/S0389-4304\(96\)00049-5](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(96)00049-5)
- [10] Koyama. T, Marshek. K. M, “Toothed belt drives—Past, present and future”, Mechanism and Machine Theory, Volume 23, Issue 3, Pages 227-241, 1988, DOI:[10.1016/0094-114X\(88\)90108-5](https://doi.org/10.1016/0094-114X(88)90108-5)
- [11] Baltaa. B, Sonmez. F. O, Cengiz. A, “Speed losses in V-ribbed belt drives”, Mechanism and Machine Theory, Volume 86, Pages 1-14, 2015. DOI:[10.1016/j.mechmachtheory.2014.11.016](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.11.016)
- [12] Zhu. H, Hu. Y, Pi. Y, “Transverse hysteretic damping characteristics of a serpentine belt: Modeling and experimental investigation”, Journal of Sound and Vibration, Volume 333, Issue 25, Pages 7019–7035, 2014, DOI:[10.1016/j.jsv.2014.06.020](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.06.020)

- [13] Manin. L, Liang. X, Lorenzon. C, “Power losses prediction in poly-v belt transmissions: application to front engine accessory drives”, International Gear Conference, Pages 1162-1171, 2014, [DOI:10.1533/9781782421955.1162](https://doi.org/10.1533/9781782421955.1162)
- [14] Ding. H, Zu. J. W, “Effect of one-way clutch on the nonlinear vibration of belt-drive systems with a continuous belt model”, Journal of Sound and Vibration, Volume 332, Issue 24, Pages 6472- 6487, 2013, [DOI:10.1016/j.jsv.2013.07.009](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.07.009)
- [15] Čepon. G, Manin. L, Boltežara. M, “Introduction of damping into the flexible multibody belt-drive model: A numerical and experimental investigation”, Journal of Sound and Vibration, Volume 324, Issue 1-2, Pages 283-296, 2009, [DOI:10.1016/j.jsv.2009.02.001](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.02.001)
- [16] Nuttall. A. J. G, Lodewijks. G, “Traction versus slip in a wheel-driven belt conveyor”, Mechanism and Machine Theory, Volume 41, Issue 11, Pages 1336-1345, 2006, [DOI:10.1016/j.mechmachtheory.2006.01.005](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.01.005)
- [17] Akehurst. S, Vaughan. N. D, Parker. D. A, Simner. D, “Modelling of loss mechanisms in a pushing metal V-belt continuously variable transmission: Part 2: Pulley deflection losses and total torque loss validation”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Volume 218, Issue 11, Pages 1283-1293, 2004, [DOI:10.1243/0954407042580101](https://doi.org/10.1243/0954407042580101)
- [18] Pellicano. F, Catellani. G, Fregolent. A, “Parametric instability of belts: theory and experiments”, Computers & Structures, Volume 82, Issue 1, Pages 81-91, 2004, [DOI:10.1016/j.compstruc.2003.07.004](https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2003.07.004)
- [19] Kim. H, “Force distribution for a flat belt drive with a concentrated contact load”, Mechanism and Machine Theory, Volume 25, Issue 6, Pages 667-677, 1990, [DOI:10.1016/0094-114X\(90\)90009-9](https://doi.org/10.1016/0094-114X(90)90009-9)
- [20] Gerbert. B. G, “Power rating of flat belt drives - A wear approach”, Tribological Design of Machine Elements, Volume 14, Issue 2, Pages 143-147, 1989, [DOI:10.1016/S0167-8922\(08\)70188-3](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70188-3)
- [21] Kim. H, Marshek. K. M, “The effect of belt velocity on flat belt drive behavior”, Mechanism and Machine Theory, Volume 22, Issue 6, Pages 523-527, 1987, [DOI:10.1016/0094-114X\(87\)90047-4](https://doi.org/10.1016/0094-114X(87)90047-4)
- [22] Kim. H, Marshek. K. M, “Forces between an abrasive belt and pulley”, Mechanism and Machine Theory, Volume 22, Issue 1, Pages 97-103, 1987, [DOI:10.1016/0094-114X\(87\)90082-6](https://doi.org/10.1016/0094-114X(87)90082-6)
- [23] BINDER MAGNETIC, Catalogue for timing belt choice.
- [24] Ginestou. R, Learn how to use SolidWorks, Dassault Systèmes - SolidWorks Corporation 300 Baker Avenue Concord, Massachusetts 01742 USA.
- [25] Eltaief. M, Chouchene. A, Course on Solidworks, Higher Institute of Technological Studies of Sousse.2012.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	32	36	42
1000	32	37	43
1500	34	38	43
2000	35	38	44

Tableau A.1 - Température de la courroie AT10 pour une tension de pose T= 400 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	36	30	36
1000	36,5	31,5	37
1500	36	32,5	40
2000	37	34,5	41

Tableau A.2 - Température de la courroie AT10 pour une tension de pose T= 500 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	36	37	40
1000	36	38	40
1500	36,5	38	41
2000	37	39	42

Tableau A.3 - Température de la courroie AT10 pour une tension de pose T= 600 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			

500	29	29,5	30
1000	32	33	33,5
1500	34,5	34,5	35
2000	36	36,5	36,5

Tableau A.4 - Température de la courroie SFAT10 pour une tension de pose $T= 400$ N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	39	39,5	39,5
1000	39	39	39
1500	39	39	39
2000	39	39	39,5

Tableau A.5 - Température de la courroie SFAT10 pour une tension de pose $T= 500$ N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	39	40	40
1000	40	40	40
1500	40	40	40
2000	40	40	40

Tableau A.6 - Température de la courroie SFAT10 pour une tension de pose $T= 600$ N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	28	29	30,5
1000	32	32,5	34,5

1500	35,5	37,5	39
2000	38,5	41	44

Tableau A.7 - Température de la courroie BAT10 pour une tension de pose T= 400 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
	Température de courroie [C°]		
500	37	38	38,5
1000	38,5	39,5	40
1500	40,5	41	43
2000	42,5	43,5	45

Tableau A.8 - Température de la courroie BAT10 pour une tension de pose T= 500 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
	Température de courroie [C°]		
500	32	32	33
1000	33,5	34	35
1500	35,5	35,5	37,5
2000	36	37,5	38,5

Tableau A.9 - Température de la courroie BAT10 pour une tension de pose T= 600 N.

ANNEXE B

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	34	42	47
1000	35	42	46
1500	37	42	47
2000	38	43	48

Tableau B.1 - Température de la poulie AT10 pour une tension de pose T= 400 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	39	33	41
1000	40	33	41
1500	40	35	41
2000	41	36	43

Tableau B.2 - Température de la poulie AT10 pour une tension de pose T= 500 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	42	43	46
1000	41	42	45
1500	41	42	46
2000	42	43	46

Tableau B.3 - Température de la poulie AT10 pour une tension de pose T= 600 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			

500	31	31	32
1000	33	34	35
1500	37	39	42
2000	41	44	46

Tableau B.4 - Température de la poulie SFAT10 pour une tension de pose T= 400 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	41	41	42
1000	42	42	43
1500	44	45	46
2000	47	48	50

Tableau B.5 - Température de la poulie SFAT10 pour une tension de pose T= 500 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	37	37	37
1000	38	38	39
1500	40	41	42
2000	42	42	44

Tableau B.6 - Température de la poulie SFAT10 pour une tension de pose T= 600 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	33	33	34
1000	35	35	36

1500	37	38	38
2000	40	41	41

Tableau B.7 - Température de la poulie BAT10 pour une tension de pose T= 400 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	43	42	42
1000	42	42	42
1500	43	43	43
2000	44	44	44

Tableau B.8 - Température de la poulie BAT10 pour une tension de pose T= 500 N.

Vitesse de rotation [tr/min]	Couple moteur C [N.m]		
	25	50	75
Température de courroie [C°]			
500	43	43	43
1000	43	43	43
1500	44	44	44
2000	45	46	46

Tableau B.9 - Température de la poulie BAT10 pour une tension de pose T= 600 N.

Abstract

In most industrial applications, the use of belts in power transmissions continues to increase and invade the market especially in automobiles where various types of belts are used. For this purpose, the belt manufacturers are aware of the importance and the valuable advantages of this transmission member and put all their efforts to develop and improve its geometrical and mechanical characteristics in order to achieve an optimal service life. Indeed, this these is devoted to a numerical thermal study of a toothed belt transmission types AT10, BAT10 and SFAT10. The tests were carried out on SOLIDWORKS programmed for the purpose of measuring belt heat flux. The results will be synthesized to make a comparison between three thermal heat fluxes. Finally, a discussion of the results, which will allow us to fully understand this thermal phenomenon.

Keywords: Belt; Temperature; SOLIDWORKS; Pulley; Heat flux

Résumé:

Dans la plupart des applications industrielles, l'utilisation des courroies dans les transmissions de puissance continue à augmenter le marché, en particulier dans le secteur automobile où différents types de courroies sont utilisées. À cette fin, les fabricants de courroies sont conscients de l'importance et des avantages précieux de cet organe de transmission et mettent tout en œuvre pour développer et améliorer ses caractéristiques géométriques et mécaniques afin de garantir une durée de vie optimale. En effet, ce mémoire est consacré une étude thermique et numérique d'une transmission à courroie dentée des types AT10, BAT10 et SFAT10. Les tests ont été réalisés sur le programme SOLIDWORKS dans le but de mesurer flux de chaleur de la courroie. Les résultats seront synthétisés afin de permettre une comparaison entre trois flux de chaleur. Enfin, une discussion des résultats nous permettra de bien comprendre ce phénomène thermique.

Mots-clés: Courroie; Température; SOLIDWORKS; Poulie; Flux de chaleur

ملخص:

في معظم التطبيقات الصناعية، يستمر إعادة استخدام الأحزمة في نقل الطاقة في الزيادة وغزو السوق، لا سيما في السيارات التي تستخدم أنواعًا مختلفة من الأحزمة. تحقيقًا لهذه الغاية، يدرك مصنعو الحزام أهمية وحدة النقل هذه المزايا القيمة لها لذا يبذلون قصارى جهدهم لتطوير وتحسين خصائصه الهندسية والميكانيكية لضمان العمر الأمثل. في الواقع، هذه المذكرة مكرسة للدراسة الحرارية الرقمية لنقل حزام مسنن لأنواع AT10، BAT10 و SFAT10. تم إجراء الاختبارات على برنامج سوليدوركس من أجل قياس تدفق الحرارة للحزام. سيتم تجميع النتائج للسماح بإجراء مقارنة بين ثلاثة تدفقات حرارة. أخيرًا، سوف نتيح لنا مناقشة النتائج فهم هذه الظاهرة الحرارية.

كلمات مفتاحية: حزام؛ درجة الحرارة؛ سوليدوركس؛ بكرة. تدفق الحرارة