

UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1



FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de Fin d'Études

**Pour l'obtention du Diplôme de
Master en Conception Mécanique**

**Etude d'un convoyeur à chaîne
de marque ZMC**

Présenté par : Benamor Zakarya et Hammoudi Mohammed Amin

Encadré par : Dr Temmar Mustapha

Soutenu le : 23 juin 2016

Année universitaire : 2015 / 2016

REMERCIEMENTS

Nous tenons dans un premier temps à remercier **ALLAH** le tout puissant pour nous avoir donné la chance et le privilège d'étudier et d'arriver là où on est.

Nous adressons nos vifs remerciements à notre encadreur **Monsieur Temmar Mustapha** qui a été à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce travail.

Nous tenons également à remercier l'ensemble des membres de jury d'avoir accepté bien voulu examiner notre travail.

Nous adressons également notre profonde gratitude à tous les enseignants de l'université Saad Dahlab de Blida 1 et en particulier ceux du département de Génie Mécanique.

Un grand merci à tous les membres de nos familles pour leur soutien matériel et moral ainsi que nos amis.

Enfin, nous remercions toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Sommaire

Introduction1

Chapitre I : Types de convoyeurs à chaînes

I.1-Types et domaines d'utilisation des convoyeurs à chaînes.....3

I.1.1- Convoyeur horizontal.....3

I.1.2-Convoyeur incliné.....3

I.1.3- Convoyeur vertical.....4

I.1.4-Convoyeur combiné.....5

I.1.5.Convoyeurs aériens à chariots et à chaîne.....6

I.2- Types et codification des chaînes.....7

I.2.1- Différents types de chaînes.....7

I.2.1.1- Chaînes à rouleaux.....7

I.2.1.1.a- Les maillons intérieurs.....8

I.2.1.1.b- Les maillons extérieurs.....8

I.2.2- Chaînes à blocs.....10

I.2.3- Chaînes à maillons coudés.....11

I.2.4- Chaînes à mailles jointives.....11

I.3Normalisation.....1

I.4- Codification des chaînes.....13

I.4.1- Type de chaîne.....14

I.4.2- Type d'attache.....15

I.4.3- Montage des attaches.....16

Chapitre II : Calcul cinématique

II.1- Caractéristiques du convoyeur à étudier.....17

II.2- Calcul cinématique du convoyeur.....17

II.2.1-Calcul des vitesses nominales.....	17
II.2.2-Mouvements relatifs de la chaîne et du pignon.....	18
II.2.3-Effet polygonal.....	21
II.2.4-La variation de vitesse en (pour-cent).....	28

Chapitre III : **Calcul dynamique**

III.1-La puissance de transmission	31
III.2-Choix du moteur électrique et du réducteur de vitesse.....	32
III.3-Caractéristiques géométrique de la roue du convoyeur.....	33
III.4 -Calcul des efforts.....	34
III.4.1- Effort utile.....	35
III.4.2- Effort centrifuge.....	36
III.4.3- Effort caténaire.....	38
III.4.4- Efforts dans la partie engrenée.....	40
III.4.5-Calcul de résistance des éléments de la chaîne	42
III.4.5.1-Résistance des plaques.....	45
III.4.5.2- Résistance de l'axe:	46
III.4.6-Lubrification.....	47

Chapitre IV : **Calcul dynamique**

IV.1- Analyse statique de la roue du convoyeur.....	50
IV.1.1- Introduction.....	50
IV.1.2- Informations sur les fichiers.....	50
IV.1.3- Matériaux.....	50
IV.1.4- Informations sur les chargements et les déplacements imposés....	50
IV.1.5- Propriété d'étude.....	52
IV.1.6- Contact.....	53
IV.1.7- Résultats.....	53
IV.1.8- Annexe	55

IV.2- Analyse statique de Pièce1.....	56
IV.2.1- Informations sur les fichiers.....	56
IV.2.2- Matériaux.....	57
IV.2.3- Informations sur les chargements et les déplacements imposés....	57
IV.2.4- Propriété d'étude.....	57
IV.2.5- Contact.....	58
IV.2.6- Résultats.....	58
CONCLUSION.....	62

Liste des figures

Figure I.1.1	convoyeur horizontal.....	3
Figure I.1.2	convoyeur incliné.....	4
Figure I.1.3	convoyeur vertical.....	5
Figure I.1.5a	Système à chaîne à service intense.....	6
Figure I.1.5b	Système à service léger.....	7
Figure I.2.1.1	Chaîne à rouleaux : éléments constitutifs.....	8
Figure I.2.1.1a/b	Maillons de jonction à écrous ou à ressort.....	9
Figure I.2.1.1.c	Chaîne multiple à rouleaux.....	10
Figure I.2.2	Chaîne à blocs : schéma type.....	10
Figure I.2.3	Chaîne à maillons soudés.....	11
Figure I.2.4a	Chaîne à mailles jointives.....	11
Figure I.2.4b	Chaîne Galle.....	12
Figure I.4.3	exemples de montage des attaches.....	16
Figure II.1	Schéma du convoyeur.....	17
Figure II.2.2	Mouvement de la chaîne sur le pignon menant.....	19
Figure II.2.3.a	Effet polygonal.....	21
Figure II.2.3.b	Vitesse	22
Figure II.2.3.c	Accélération.....	23
Figure II.2.3.d	Déplacement.....	24
Figure II.2.4.e	La vitesse d'engrènement.....	25
Figure II.2.4.f	Accélération.....	26
Figure II.2.4	Déplacement.....	27
Figure II.2.4	La variation de vitesse.....	28
Figure III.1	Puissance à transmettre en Kw [7]	30
Figure III.2	Réducteur à vis sans fin [9]	31
Figure III.3	roue du convoyeur.....	32
Figure III.4	Efforts supportés par la chaîne.....	34
Figure III.4.2a	Tension centrifuge.....	35
Figure III.4.2.b	Largeur sur maillon de raccord le plus large catalogué [7].....	36

Figure III.4.4.a	Efforts dans la partie engrenée.....	39
Figure III.4.4.b	Efforts dans la partie engrenée.....	40
Figure III.4.5.a	Contraintes dans les plaques et les axes.....	42
Figure III.4.5.b	Distribution des contraintes (selon l'axe vertical) dans divers types de plaques.....	43
Figure III.4.5.1	concentration de contrainte.....	44
Figure III.4.5.2	Zones de cisaillement de l'axe.....	45

Liste des tableaux

II.2.3.b Vitesse.....	23
II.2.3.c Accélération	24
II.2.3.d Déplacement	25
II.2.4.e La vitesse d'engrènement.....	26
II.2.4.f Accélération	27
II.2.4 -La variation de vitesse en (pour cent)	28
II.2.4 La variation de vitesse	29
III.4.2 Largeur sur maillon de raccord le plus large catalogue	38
III.4.4.b Efforts dans la partie engrenée	42
IV.1.4 - les chargements et les déplacements imposés	50
IV.1.5 - Propriété d'étude	52
IV.1.7 - Résultats	53
IV.1.8 - Annexe.....	55

Principaux symboles et désignation

Symbole	Unité	Désignation
B	mm	distance des points d'engrènement et de désengrènement
C	N.m	couple transmis
D	mm	Diamètre d'un galet
D_p	m	Diamètre primitif d'une roue dentée
d_f	m	Diamètre de pied
d_a	m	Diamètre de tête
K	m	Hauteur de dent
α	degré (ou rad)	angle au centre entredeux dents d'un pignon
θ	rad	angle au centre de rotation d'un pignon
ω	rad/s	vitesse angulaire d'un pignon
p	m	pas de la chaîne ou du pignon
v	m/s	vitesse moyenne linéaire (ou périphérique) de la chaîne
ω	rad/s	Vitesse angulaire de la roue
N	tr/min	Vitesse de rotation de la roue
a	m/s^2	Accélération moyenne linéaire (ou périphérique) de la chaîne
Z	nombre	nombre de dents d'un pignon
p	mm	Pas d'un pignon
P	Kw	La puissance de transmission
i	/	rapport de transmission

Principaux symboles et désignation

H	h	durée de fonctionnement
a (a ')	mm	jeu au rayon axe/douille (douille/rouleau)
b	mm	demi-longueur de la zone de contact
d	mm	diamètre moyen des cylindres en contact
Q	Kg/s	Débit de matière requis
q	m ³ /s	Débit volumique de matière à transporter par seconde
ρ	Kg/m ³	Densité de la matière
L _c	m	Longueur du convoyeur
l _c	m	Largeur du convoyeur
e	m	Épaisseur maximale de matière pour éviter le gaspillage
F _u	N	effort utile
F _p	N	effort dit caténaire
F _c	N	force centrifuge
M _c	Kg/m	Masse linéiques de la chaîne
m _{ch}	kg/m	Masse linéiques de la charge

Introduction:

L'équipement de manutention et de transport des matériaux joue un rôle important dans l'exploitation efficace des entreprises commerciales, des installations industrielles et des immeubles de caractère public. Même si les coûts d'exploitation de ces équipements sont assez élevés, on évalue rarement les méthodes à suivre pour utiliser efficacement ou économiser l'énergie.

On entend par la manutention et le transport des matériaux, les méthodes de déplacement des matières, de la cour ou aire de réception, en passant par les différentes phases de la production jusqu'au stockage, et finalement à l'aire d'expédition pour fins de distribution. On a beaucoup insisté ces dernières années sur la mécanisation des systèmes, ce qui a répandu l'usage de plusieurs types d'équipements de manutention et de transport sur place, depuis les simples convoyeurs par gravité jusqu'aux systèmes intégrés gérés par ordinateur.

On retrouve de l'équipement de manutention et de transport des matériaux dans presque tous les bâtiments commerciaux, les installations industrielles et les immeubles de caractère public. Toutefois, chaque application doit être étudiée individuellement pour s'assurer que l'équipement ou le système choisi est bien conçu pour l'emploi désiré.

Les systèmes de convoyeurs sont très répandus pour le transport des matières premières, des produits semi-finis et finis. Il peut s'agir de convoyeurs à chaîne et à chariots aériens et sur sol, de convoyeurs par gravité à auges, à courroie et à rouleaux d'entraînement ou d'un système pneumatique de manutention en vrac.

Les convoyeurs à chaîne appartiennent à la famille des convoyeurs mécaniques continus et sont destinés au transport de produits en vrac de toutes sortes, allant des produits de faible granulométrie aux boues. Leurs avantages principaux résident dans leurs résistances à des températures élevées (jusqu'à

800°C), leurs faibles vitesses de transport, en particulier pour les produits en vrac friables, et dans la solidité et l'étanchéité à la poussière de leurs éléments vissés. Ils présentent une multitude de possibilités d'utilisation et de variantes.

L'objectif de ce projet est la conception d'un convoyeur à chaîne dans lequel on va montrer l'effet polygonal sur les grandeurs cinématiques, ainsi que l'effet caténaire sur les sollicitations qui agissent sur la chaîne et l'utilisation de l'outil informatique tel que l'Excel pour tracer les courbes et COSMOSWORKS pour évaluer l'état des contraintes et déformation.

C'est pour cela ce mémoire composé quatre chapitres traitant le convoyeur à chaîne.

- Le premier chapitre il s'agit d'une généralité sur les convoyeurs spécialement les convoyeurs à chaîne selon leur inclinaison et leur capacité ainsi que les différents types de chaînes.
- Le deuxième chapitre est consacré pour l'étude cinématique d'un convoyeur à chaîne de longueur de 20 m et de capacité 250 kg/s, dans lequel on étudie l'effet polygonal sur la variation de la vitesse tangentielle, l'accélération et le déplacement radial des maillons par rapport à la roue.
- Le troisième chapitre traite le calcul dynamique des efforts qui agissent sur l'ensemble chaîne roue, ainsi que le calcul de résistance des plaques, des axes et la denture de la roue.
- Le dernier chapitre est consacré pour la simulation de l'état des contraintes, déformations et déplacements sous le logiciel COSMOSWORKS intégré dans SOLIDWORKS.

Chapitre I : Types des convoyeurs à chaînes

I.1- Types et domaines d'utilisation des convoyeurs à chaînes:

Le convoyeur à chaînes complète avantageusement la gamme des transporteurs à courroie. On le rencontre dans tous les types d'industrie. Facilement adaptable, sa conception est généralement très dépouillée, robuste. Il a beaucoup de qualités. [1]

I.1.1- Convoyeur horizontal:

Les convoyeurs horizontaux sont proposés pour tout transport horizontal, des longueurs et capacités plus importantes (**Figure I.1.1**).

Avantage:

- Qualité industrielle de la galvanisation
- Etanche pour installation extérieure
- augmente la durée de vie, et diminue le bruit
- Entraînement par motoréducteur, faible encombrement

Inconvénients:

- Motorisation unique pour transport horizontal
- bruit

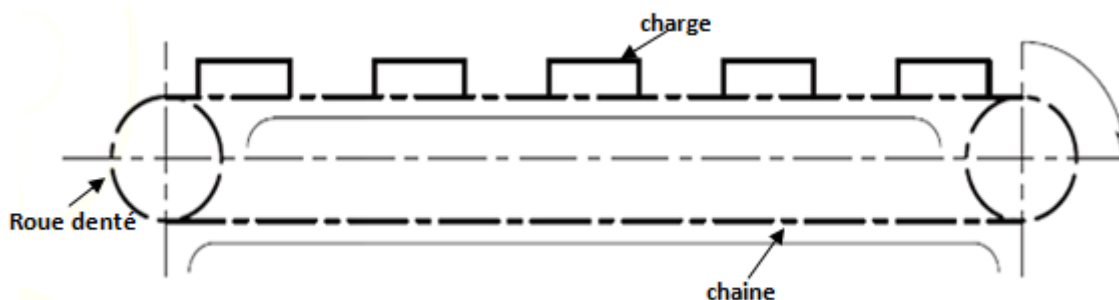


Figure I.1.1 convoyeur horizontal

I.1.2- Convoyeur incliné:

Les convoyeurs inclinés sont une excellente solution économique pour transporter des matériaux et pour une capacité très élevées.

Ce type répond à tout transport (**Figure I.1.2**).

Avantage:

- Répond à de nombreuses solutions de transport
- Qualité industrielle de galvanisation
- Entraînement par courroie ou motoréducteur
- Protection moteur
- Encombrement d'entrée très basse

Inconvénients :

- Motorisation unique pour transport incliné
- bruit

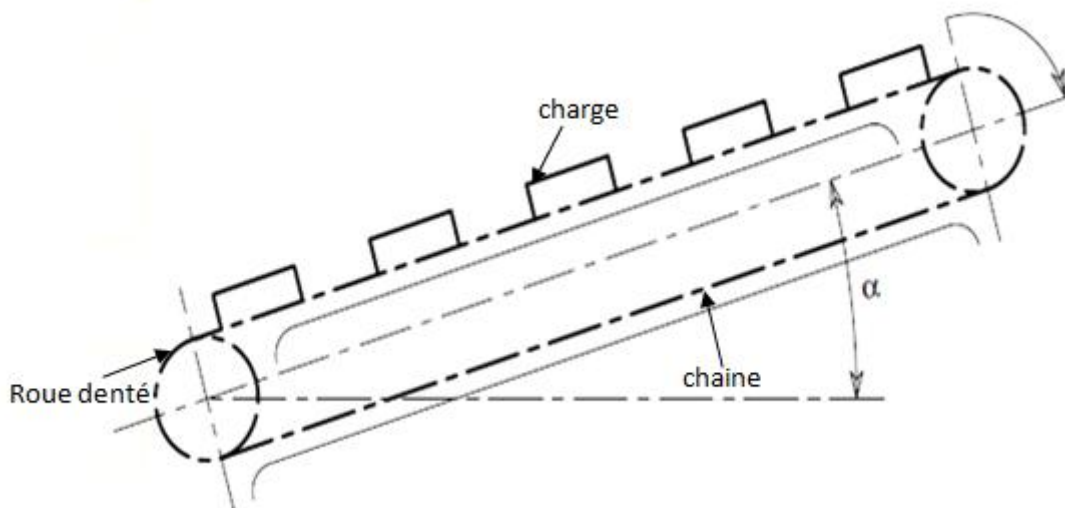


Figure I.1.2 convoyeur incliné

I.1.3- Convoyeur vertical:

Est omniprésent dans la grande majorité des installations de manutention des produits en vrac car il est capable de tous les transporter à quelques exceptions comme la manutention des produits très fins (**Figure I.1.3**).

Avantage:

- encombrement est faible
- Il est étanche
- Les hauteurs d'élévation du produit sont importantes

Inconvénient:

- bruit

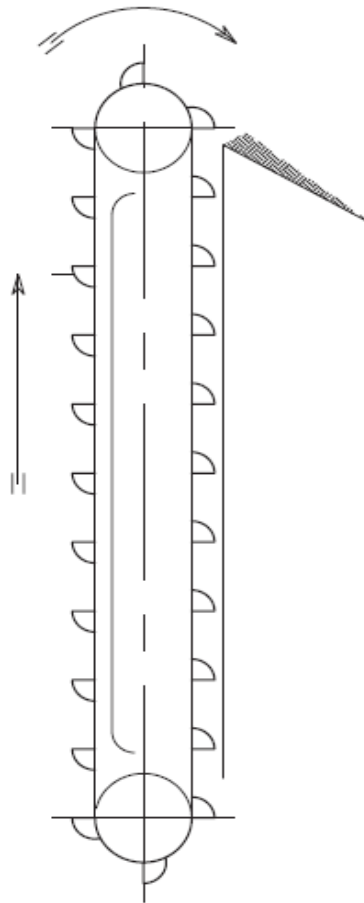


Figure I.1.3 convoyeur vertical

I.1.4- convoyeur combiné:

Le convoyeur combiné est la solution pour le transport à la fois à l'horizontal et à la verticale.

Avantage:

- Le vrac peut être transporté à l'horizontal et à la verticale
- Economie d'énergie
- Encombrement réduit

Inconvénient:

- bruit

I.1.5- Convoyeurs aériens à chariots et à chaîne:

Deux types de convoyeurs aériens à chariots et à chaîne sont d'usage courant dans la plupart des installations.

Il s'agit de convoyeurs aériens à chariots à service intense et moyen qui consistent en des chariots raccordés par une chaîne circulant sur une poutre (**Figure I.1.5a**), et de systèmes aériens à service léger dans lesquels le chariot et la chaîne d'entraînement se déplacent sur un rail à créneaux fermé (**Figure I.1.5b**). Dans les deux cas, des crochets spéciaux ou des transporteurs suspendus à la chaîne sont utilisés pour transporter la charge. Il peut s'agir de systèmes simples utilisés pour transporter des produits d'un poste de travail à un autre ou de systèmes complexes pouvant acheminer les produits dans des voies multiples, assurer des opérations intermittentes et l'accumulation. Ces systèmes peuvent également assurer le stockage aérien du produit entre deux activités de production.

Les systèmes à service intense et moyen sont d'usage courant dans l'industrie automobile et d'autres industries de fabrication pour acheminer les produits vers différents postes de travail, comme les bains de trempe et les cabines de peinture au pistolet. [2]

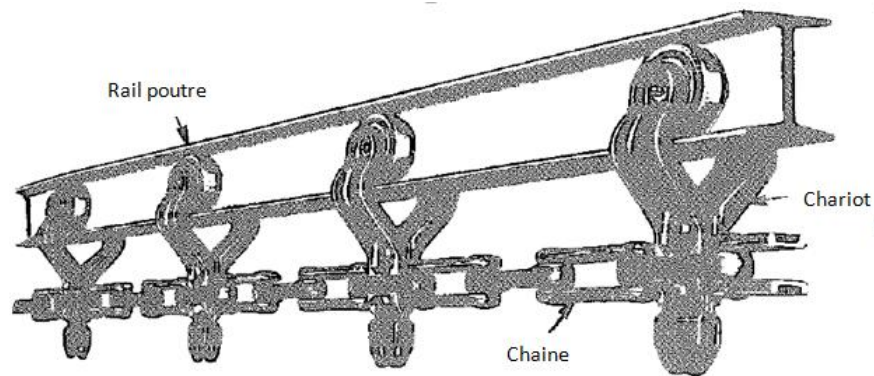


Figure I.1.5a Système à chaîne à service intense

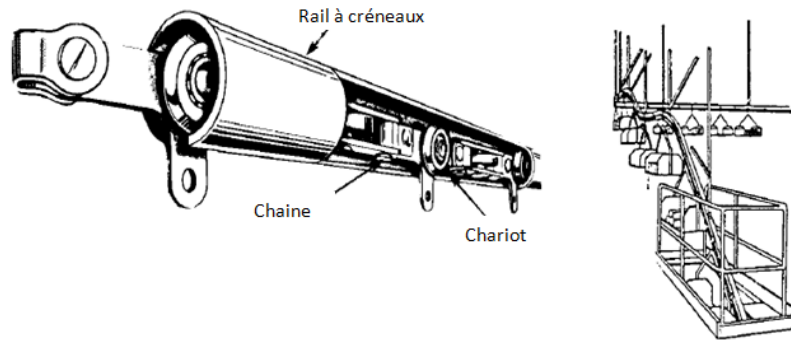


Figure I.1.5b Système à service léger

I.2- Types et codification des chaînes:

La chaîne a deux fonctions générales : La transmission de puissance et le transport sur convoyeur. La bicyclette serait la première machine à avoir utilisé une chaîne. Les principales industries utilisant la chaîne sont l'industrie automobile, électronique, de l'acier, chimique, environnementale, alimentaire, de bicyclette et de motos. Les qualités recherchées pour une chaîne sont :

- La résistance à la tension
- La résistance à la fatigue
- La résistance à l'abrasion
- La résistance à l'environnement
- L'efficacité
- La facilité de maintenance [2]

I.2.1- Différents types de chaînes:

I.2.1.1- Chaînes à rouleaux:

Les chaînes à rouleaux sont constituées d'une succession de deux types de maillons différents disposés alternativement (**Figure I.2.1.1**) : les maillons intérieurs et les maillons extérieurs.

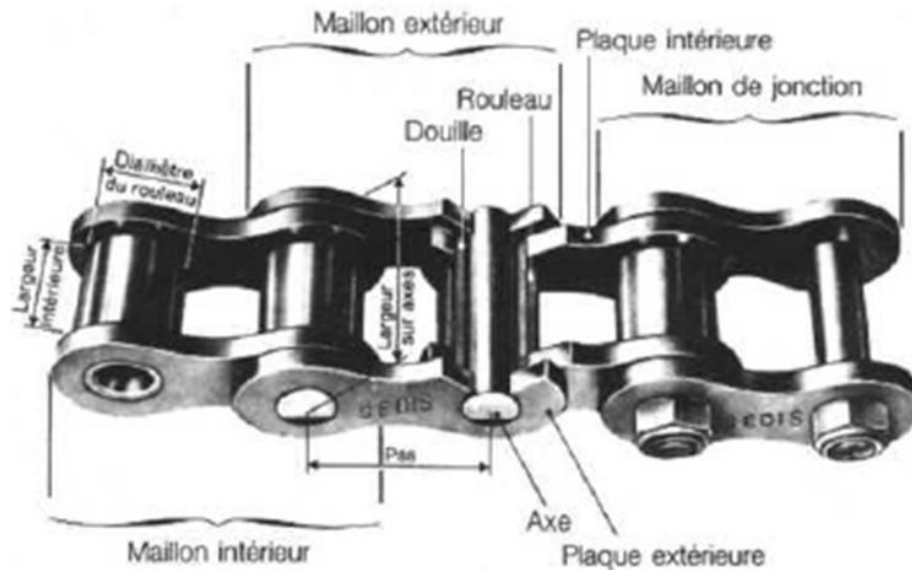


Figure I.2.1.1 Chaîne à rouleaux : éléments constitutifs

I.2.1.1.a- Les maillons intérieurs:

Sont formés de deux plaques dites intérieures en acier, traité ou non, dans lesquelles sont emmanchées deux pièces tubulaires appelées douilles, généralement en acier cémenté.

Selon les utilisations, il existe plusieurs variantes:

- dans le cas le plus général, les douilles reçoivent une autre pièce tubulaire libre en rotation appelée rouleau, d'où le nom donné à cette famille de chaînes.
- lorsque le rouleau a un diamètre supérieur à la largeur des plaques, il est appelé galet et permet à la chaîne de rouler sur une surface dans les applications de manutention ; le galet peut être lisse ou épaulé.
- lorsque le rouleau est absent, la chaîne est dite à douille.

I.2.1.1.b- Les maillons extérieurs:

Sont formés de deux plaques dites extérieures en acier, traité ou non, reliées par deux axes généralement en acier cémenté ; ils sont rivés ou fixés par tout autre moyen : goupilles, écrous, etc.

Un maillon extérieur spécial dit de jonction permet, le cas échéant, de relier les deux extrémités de la chaîne. Il en existe deux types, autres que le maillon à riber identique aux autres maillons extérieurs de la chaîne:

- le maillon à axes goupillés ou avec écrous, du même côté (**Figure I.2.1.1a**) ou tête bêche.
- le maillon à ressort, dont les extrémités des axes munies d'une gorge reçoivent différents types de clips (**Figure I.2.1.1b**).

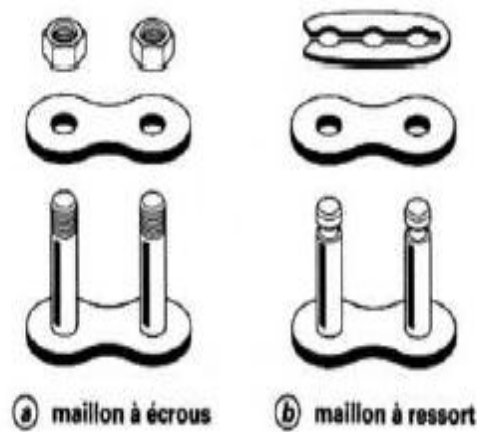


Figure I.2.1.1.b Maillons de jonction à écrous ou à ressort

Les maillons intérieur et extérieur s'articulent l'un sur l'autre, l'axe pivotant dans la douille, ou réciproquement, à l'engrènement ou au désengrènement de la chaîne sur les pignons ; chacune de ces articulations forme un palier.

Les maillons extérieurs reçoivent un seul ou plusieurs rangs de maillons intérieurs séparés par des plaques intermédiaires, formant ainsi des chaînes simples, doubles, triples... multiples (**Figure I.2.1.1.c**).

Les chaînes à rouleaux de précision à pas court sont plus spécialement utilisées dans les transmissions de puissance ou en manutention légère. Pour la manutention lourde ou des applications à faible vitesse, les chaînes ont généralement des pas plus longs et sont souvent équipées de plaques spéciales à attaches ou d'axes creux pour la fixation d'aménagements variés.

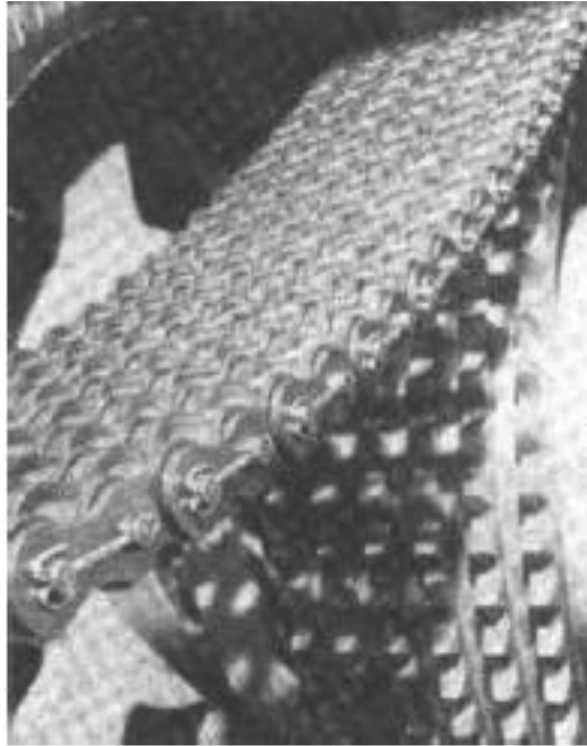


Figure I.2.1.1.c Chaîne multiple à rouleaux

I.2.2- Chaînes à blocs:

Les chaînes à blocs reçoivent des maillons extérieurs semblables à ceux des chaînes à rouleaux, mais les maillons intérieurs sont constitués de pièces massives (**Figure I.2.2**).

Ce type de chaîne est généralement utilisé pour exercer un effort important de traction, dans les bancs d'étirage par exemple.

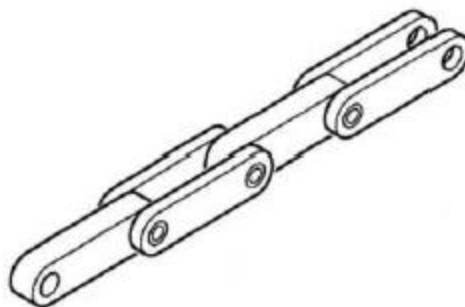


Figure I.2.2 Chaîne à blocs : schéma type

I.2.3- Chaînes à maillons coudés:

Les chaînes à maillons coudés sont formées d'un seul type de maillons : les plaques, coudées à mi- longueur, portent une douille à une extrémité et un axe à l'autre (**Figure I.2.3**).

Ce type de chaîne est principalement utilisé dans les forages pétroliers. Simples ou multiples, et ayant ou non des rouleaux, il en existe de nombreuses variantes, principalement celles à maillons monoblocs forgés ou moulés qui trouvent encore des applications en milieu agressif.

Remarque : les maillons coudés sont également utilisés dans les chaînes à rouleaux pour rabouter une chaîne fermée sans fin ayant un nombre impair de pas.

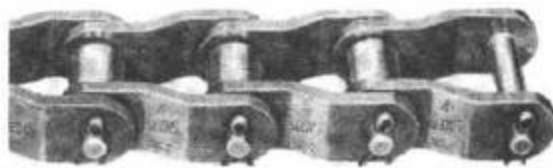


Figure I.2.3 Chaîne à maillons coudés

I.2.4- Chaînes à mailles jointives:

Les chaînes à mailles jointives ne sont constituées que de plaques s'articulant sur des axes (**Figure I.2.4a**) et la combinaison des plaques sur deux maillons consécutifs est variable selon les types de chaînes.



Figure I.2.4a Chaîne à mailles jointives

Ces chaînes sont principalement utilisées en levage où la charge est appliquée à leur extrémité à l'aide d'une chape et par construction, ne peuvent engrener sur un pignon, sauf dans les deux variantes particulières suivantes :

- les chaînes à axes débordants l'engrènement et le passage des efforts se faisant par les extrémités des axes.
- les chaînes Galle, dont l'axe épaulé, appelé alors fuseau, réserve une portion centrale sans plaque pour l'engrènement (**Figure I.2.4b**).



Figure I.2.4b Chaîne Galle

Parmi ces quatre familles de chaînes, les chaînes à rouleaux et à mailles jointives sont les plus utilisées et seront les plus développées dans la suite de cet article.

I.3- Normalisation:

La plupart des types de chaînes et des roues dentées correspondantes font l'objet de normes françaises en concordance technique avec les normes internationales ISO : les chaînes à rouleaux de précision le sont depuis longtemps (NF E 26-102 et E 26-103), celles utilisées pour la manutention (NF E 26-106), et l'agriculture (NF E 26-105) ainsi que les chaînes à douilles (NF E 26-104), à mailles jointives (NF E 26-107) et à maillons soudés (NF E 26-109), plus récemment. En particulier, les chaînes spécifiques à la manutention ont fait l'objet d'une norme internationale ISO 1977/1 et 2 dès 1974.

La normalisation des chaînes à rouleaux de précision prévoit deux familles distinctes selon leur origine:

- le standard européen (série B), issu directement de la chaîne inventée par Hans RENOLD.
- le standard américain (série A), qui prévoit, avec le même échelonnement de pas que pour le standard européen, une homothétie rigoureuse des principales dimensions.

Également deux séries de chaînes à mailles jointives sont normalisées, l'une basée sur l'utilisation de plaques issues des chaînes à rouleaux du standard européen (type LL), l'autre utilisant des plaques spéciales apparentées aux plaques des chaînes à rouleaux du standard américain (type LH).

La transmission d'une puissance est la fonction la plus usuelle des chaînes mécaniques.

Il s'agit d'entraîner une roue dentée calée sur un arbre récepteur à partir d'un pignon fixé sur un arbre moteur plus ou moins éloigné mais parallèle au premier.

Pour les chaînes à maillons coudés, seules celles constituées, comme les chaînes à rouleaux, de plaques, rouleaux, douilles et axes emmanchés, sont normalisées à l'exclusion des chaînes à maillons forgés ou moulés. [3]

I.4- Codification des chaînes:

Afin d'employer un même langage technique qui ne donne pas lieu à des interprétations erronées, nous conseillons une terminologie commune à adopter dans l'identification des chaînes. Par simplicité d'expression nous prenons en considération, séparément, le type de chaîne et le type d'attache.

I.4.1- Type de chaîne:

-En général il est défini par le “Numéro de Chaîne” qui résume toutes les caractéristiques dimensionnelles telles que : pas, largeur intérieure, diamètre galet, etc.

Exemple 1:

Chaîne N° 352 - No. C2080H - No. 400C

En particulier, pour les chaînes ‘non standard en pouces’, ‘série DIN 8167’ et ‘série DIN 8165’, le type de chaîne est défini par le “N° chaîne” suivi par une lettre qui identifie la solution à douilles (A), la solution à rouleaux (B), la solution à galets (C), ou la solution à galets épaulés (D) et par le numéro qui spécifie le pas de la chaîne car, pour ces séries, différents pas correspondent à un même numéro de chaîne.

Exemples 2:

1) Chaîne N° Z40-A-101,6

Signifie:

Z40 = chaîne à axes pleines série non standard en pouces

A = chaîne à douille

101,6 = pas 101,6 mm

2) Chaîne N° MC112-D-200

Signifie:

MC112 = chaîne à axes creux série DIN 8168

D = à galet épaulé

200 = pas 200 mm

3) Les chaînes spéciales, sont classées en fonction du pas, de la largeur intérieure, du diamètre du galet et du plan correspondant qui illustre toutes les autres caractéristiques.

Exemple A :

Chaîne pas 150 X 23 X 45 selon le plan n° 001954

Toutes dérogations aux standards de production doivent être précisées selon leurs caractéristiques.

Exemples B:

- a) chaîne N° 500 zinguée
- b) chaîne N° 500 avec plaques traitées
- c) chaîne N° 500 avec rouleau diamètre 20 mm

I.4.2- Type d'attache:

Généralement il est défini selon ses caractéristiques dimensionnelles par les tableaux des attaches correspondant aux divers types de chaîne ou, en cas d'exécutions spéciales, par un plan détaillé. Lors de l'identification de la chaîne, la nécessité de spécifier si l'attache est prévue, quelle sera sa position, combien de trous aura-t-elle, se concrétise en faisant suivre au 'type de chaîne' (voir le paragraphe précédent) les symboles suivants:

- A = attache pliée d'un côté
- M = attache verticale d'un côté
- K = attache pliée de deux côtés
- MK = attache verticale de deux côtés
- 1 = attache à un trou
- 2 = attache à deux trous
- 3 = attache à trois trous
- 01 = attache sur tous les pas
- 02 = attache tous les 2 pas
- 10 = attache tous les 10 pas
- 0X = attache tous les X pas

Exemples :

a) chaîne N° 500A202

Signifie :

Chaîne type 500 avec attaches d'un côté, à deux trous, tous les deux pas.

b) chaîne N° 703K304

Signifie :

Chaîne type 703 avec attaches de deux côtés à trois trous, tout les quatre pas.

c) chaîne N° M160C125A203

Signifie :

Chaîne série M ... avec attaches d'un côté, à deux trous, tous les trois pas.

Des attaches spéciales ou différentes des celles en catalogue sont régies par les mêmes critères de classement que les attaches standard mais doivent toujours faire référence à un plan.

Exemple :

Chaîne N° 704A101 selon plan N° 001988

Dans le cas d'attaches à intervalles de pas pairs (02-04-06- etc.), on a coutume de considérer leur montage sur les maillons extérieurs de la chaîne : il faudra donc préciser "sur maillons intérieurs" si telle est la solution demandée.[4]

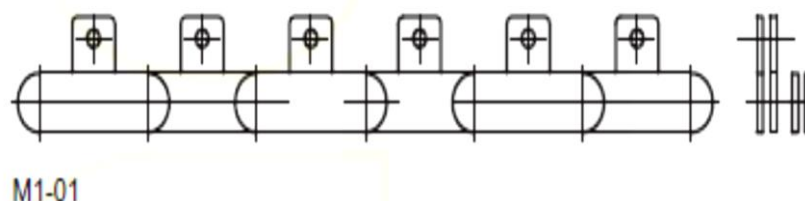
I.4.3- Montage des attaches :**Exemple :**

Figure I.4.3 exemples de montage des attaches

Chapitre II : calcul cinématique du convoyeur

Introduction: le convoyeur étudié est un convoyeur incliné de marque ZMC italy utilise pour le transport de la boue dans la sarl ETTU briqueterie.



II.1- Caractéristiques du convoyeur à étudier:

- Débit de matière requis: $Q = 900 \text{ tonne/heure} = 250 \text{ Kg/s}$
- Densité de la matière: $\rho = 2000 \text{ Kg/m}^3$
- Largeur du convoyeur: $l_c = 0.8 \text{ m}$
- Longueur du convoyeur: $L_c = 20 \text{ m}$
- Épaisseur maximale de matière pour éviter le gaspillage: $e = 0.1 \text{ m}$
- Diamètre de la roue du convoyeur: $D_p = 0.4 \text{ m}$

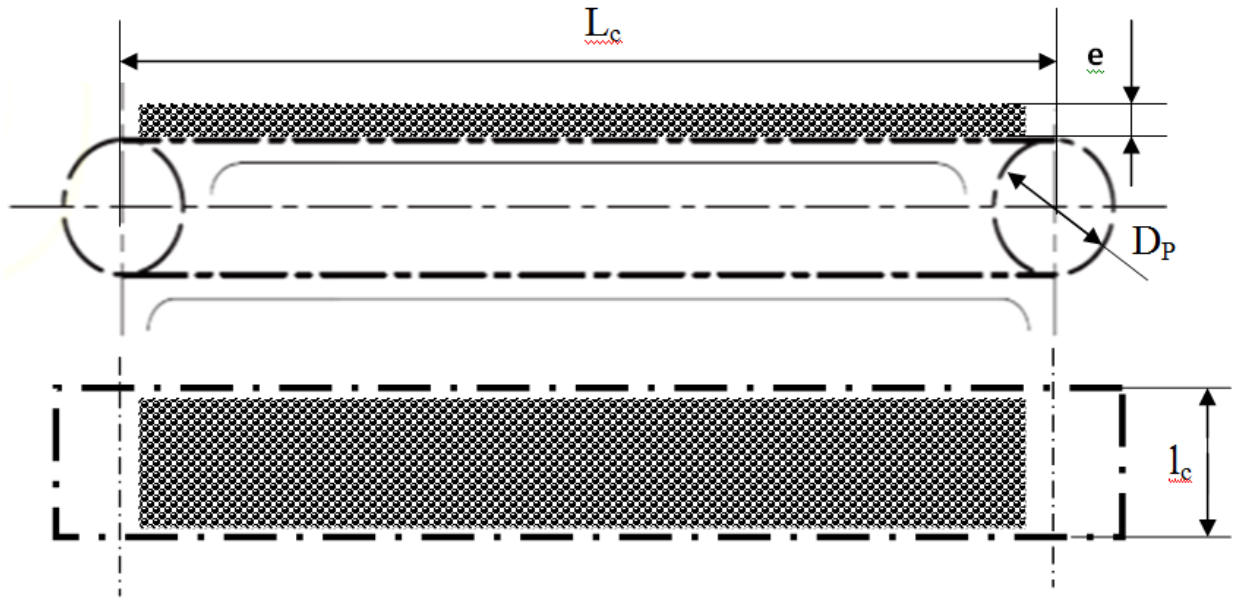


Figure II.1 Schéma du convoyeur

II.2- Calcul cinématique du convoyeur:

II.2.1-Calcul des vitesses nominales:

Débit volumique de matière à transporter par seconde:

$$q = \text{débit massique} / \text{densité} = Q/\rho \quad (2.1)$$

$$q = 250/2000 = 0,125 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vitesse linéaire du convoyeur:

$$v = \text{Débit volumique}/\text{section} = q/S$$

$$v = 0,125 / (0,1 \times 0,8) = 1,56 \text{ m/s} \quad (2.2)$$

Alors:

$$v_A = D_p \cdot \frac{\omega}{2} = 1.56 \text{ m/s}$$

Vitesse angulaire de la roue:

$$\omega = \text{vitesse}/\text{rayon}$$

$$\omega = 2 \cdot v/D_p \quad (2.3)$$

$$\omega = 1,56/0,2 = 7,8 \text{ rad/s}$$

Vitesse de rotation de la roue N (tour/min):

$$N = 30. \omega/\pi = 30.7,8/3,14 = 74,5 \text{ tr/min} \quad (2.4)$$

Calcul du Pas de la chaîne: pour $Z = 28$

Alors :

$$p = D_p. \sin(\pi/z) = 400. \sin(3,14/28) = 44,8 \text{ mm} \quad (2.5)$$

D'après les normes on choisit $p = 44,45 \text{ mm}$

II.2.2-Mouvements relatifs de la chaîne et du pignon:

Considérons le brin tendu, supposé horizontal, de longueur infinie et sans masse, d'une chaîne à rouleaux lors de son engrènement sur le pignon menant.

Sur la figure (**Figure II.2.2**) le pignon est représenté schématiquement par un polygone de z côtés, z étant le nombre de dents du pignon, dont les sommets a, b, c, d, \dots coïncident avec les points d'articulation A, B, C, D, \dots de la chaîne dans chacun des creux de dents et sont sur un cercle, appelé cercle primitif, de diamètre D_p :

$$D_p = \frac{p}{\sin(\alpha/2)} = \frac{p}{\sin(\pi/z)} \quad (2.6)$$

avec α angle au centre entre deux creux de dents: $\alpha = 2 \pi/z$, p : pas de la chaîne et du pignon supposés rigoureusement égaux.

Le pignon tourne d'un mouvement supposé uniforme autour de son centre à la vitesse angulaire ω en (rd/s).

La chaîne est représentée par ses articulations A, B, C, D, \dots supposées sans frottement, à l'instant où le maillon AB achève son engrènement, c'est-à-dire lorsque l'articulation B rejoint le pignon en b . Ce dernier poursuit sa rotation: l'articulation B tourne avec lui et vient en A en décrivant l'arc $\widehat{BB'A}$ après une rotation d'une valeur α .

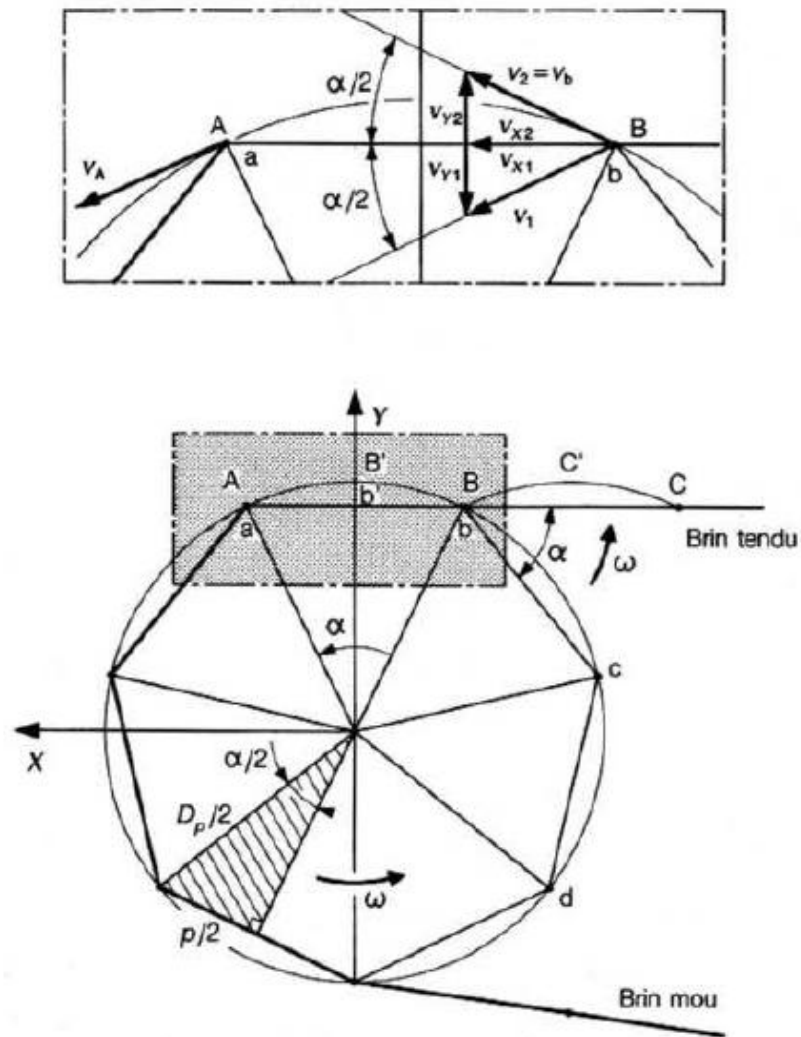


Figure II.2.2 Mouvement de la chaîne sur le pignon menant

Le brin tendu, supposé de longueur infinie, se meut suivant une translation toutes ses articulations sont animées du même mouvement. En particulier, l'articulation C viendra en B en décrivant un arc:

$\widehat{CC'B}$ égal à l'arc $\widehat{BB'A}$.

Si t est l'instant d'engrènement de l'articulation B, la vitesse de celle-ci avant et après son engrènement est égale à:

- a)** v_1 à l'instant $t_1 = t - \varepsilon$, vitesse égale à celle des autres articulations du brin tendu en particulier celle de l'articulation A:

$$v_1 = v_A = D_p \frac{\omega}{2} = \frac{p\omega}{2 \cdot \sin(\pi/z)} \quad (2.7)$$

En projetant ce vecteur vitesse sur le système d'axe XY orienté respectivement selon le sens du mouvement du brin tendu et selon une perpendiculaire à cette direction, on trouve:

$$\begin{cases} v_{X1} = v_1 \cos(\pi/z) = \frac{p\omega}{2 \tan(\pi/z)} \\ v_{Y1} = -v_1 \sin(\pi/z) = -\frac{1}{2} p\omega \end{cases} \quad (2.8)$$

b) v_2 à l'instant $t_2 = t + \varepsilon$, vitesse égale à celle du creux de dent b qui la reçoit, soit également:

$$v_2 = v_b = D_p \cdot \frac{\omega}{2} = \frac{p\omega}{2 \sin(\pi/z)} \quad (2.9)$$

dont les projections sont:

$$\begin{cases} v_{X2} = v_2 \cos(\pi/z) = v_{X1} \\ v_{Y2} = v_2 \sin(\pi/z) = \frac{1}{2} p\omega = -v_{Y1} \end{cases} \quad (2.10)$$

Donc à l'instant de son engrenement, la projection normale (selon l'axe Y) de la vitesse de l'articulation B, passant de $-p\omega/2$ à $+p\omega/2$, varie de $p\omega$.

Ce résultat peut être également obtenu en prenant le pignon comme référentiel. Le maillon AB est alors immobile par rapport au pignon; lorsque celui-ci tourne d'un angle α , le sommet c rejoint l'articulation C par un pivotement centré en B, d'angle α et de vitesse angulaire ω :

$$v_c = p \cdot \omega \quad (2.11)$$

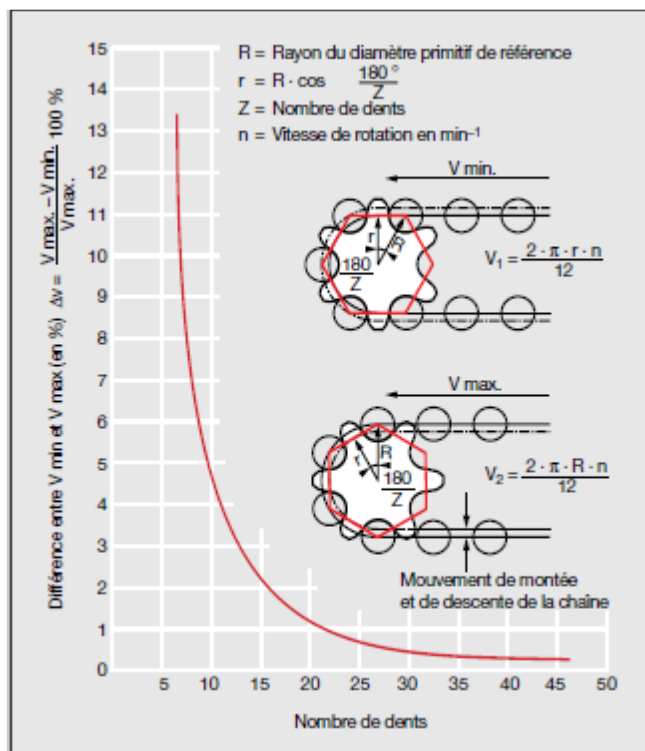
II.2.3-Effet polygonal:

Il ressort du diagramme qu'une chaîne à rouleaux est soumise à un effet d'accélération et de décélération lors de son engagement dans le pignon et à la sortie de ce dernier. La chaîne exécute en outre un mouvement de

montée et de descente. Le fonctionnement irrégulier augmente progressivement avec un nombre de dents décroissant.

Les pignons munis d'un nombre réduit de dents induisent en supplément des charges dynamiques dans la chaîne, car les forces de traction à transmettre sont constamment accélérées et retardées par intervalles. Ce qui signifie pour la chaîne une contrainte de fatigue accrue.

L'irrégularité dans la transmission des charges, conjuguées à la répétition par intervalles du mouvement de montée et de descente, débouchent sur un fonctionnement irrégulier de la chaîne.



On appelle ainsi les diverses conséquences, sur le mouvement de la chaîne, de la forme polygonale du pignon. Considérons, sur la (**Figure II.2.3.a**),

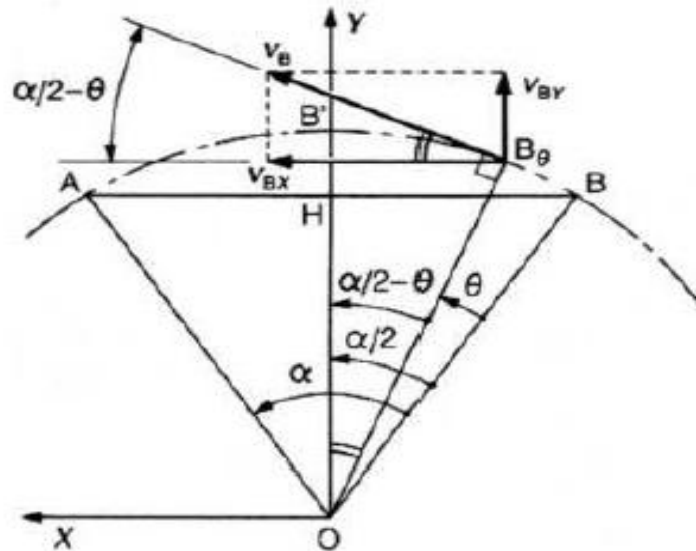


Figure II.2.3.a Effet polygonal

L'articulation B_θ lorsqu'elle décrit l'arc $\widehat{BB'A}$ position étant repérée de B à par l'angle au centre θ avec $0 \leq \theta \leq \alpha$.

Projection sa vitesse, accélération et déplacement v_B sur les axes X et Y.

Selon l'axe X:

La vitesse:

$$v_{BX} = v_B \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) = \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (2.12)$$

θ (rd)	v_{BX} (m/s)
0	1,550
0,022	1,553
0,044	1,556
0,067	1,558
0,089	1,559
0,112	1,560
0,134	1,559
0,157	1,558
0,179	1,556
0,201	1,553

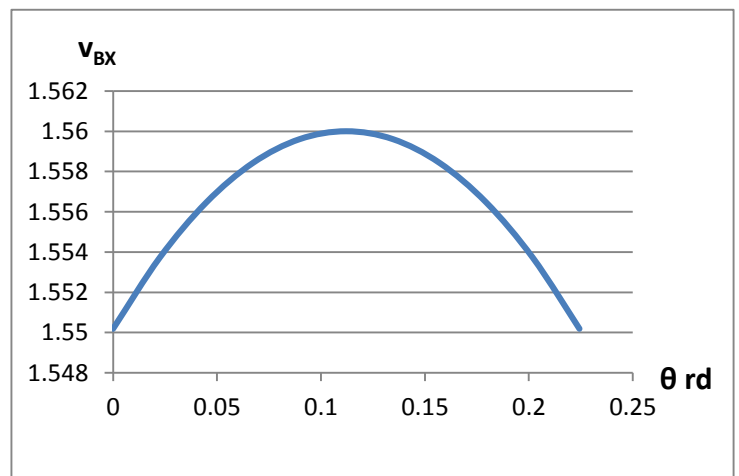


Figure II.2.3.b Vitesse

0,224	1,550
-------	-------

Qui varie de B ($\theta = 0$): $v_{BX} = \frac{p.\omega}{2.\tan(\alpha/2)}$

à A ($\theta = \alpha$): $v_{BX} = \frac{p.\omega}{2.\tan(\alpha/2)}$

En passant par B' ($\theta = \frac{\alpha}{2}$):

$$v_{BX} = \frac{p.\omega}{2.\sin(\alpha/2)} = \frac{D_p}{2} \omega = v_{BX}.\max \quad (2.13)$$

L'accélération:

$$a_{BX} = \frac{dv_{BX}}{dt} = \frac{dv_{BX}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (2.14)$$

$$a_{BX} = \frac{p.\omega^2}{2.\sin(\alpha/2)} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (2.15)$$

θ	$a_{BX}(m/s^2)$
0	1,362
0,022	1,090
0,044	0,818
0,067	0,545
0,089	0,273
0,112	0
0,134	-0,273
0,157	-0,545
0,179	-0,818
0,201	-1,090
0,224	-1,362

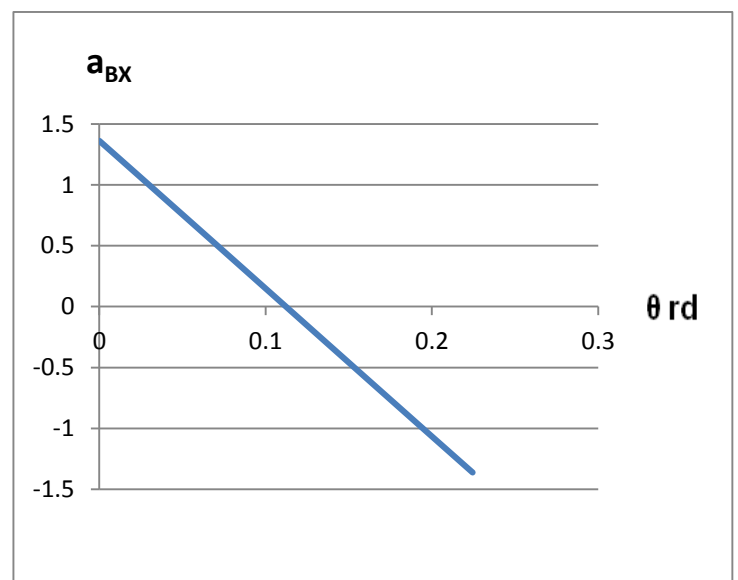


Figure II.2.3.c Accélération

Déplacement radial des maillons:

$$X_{BX} = \int v_{BX} dt \quad \text{avec } \theta = \omega t \rightarrow dt = (1/\omega).d\theta \quad (2.16)$$

$$X_{BX} = \int \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \cdot dt = \int (1/\omega) \cdot \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \cdot d\theta \quad (2.17)$$

$$X_{BX} = -\frac{p}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (2.18)$$

θ	X_{BX}
0	-1,270
0,022	-1,017
0,044	-0,763
0,067	-0,509
0,089	-0,254
0,112	0
0,134	0,254
0,157	0,5092
0,179	0,763
0,201	1,017
0,224	1,270

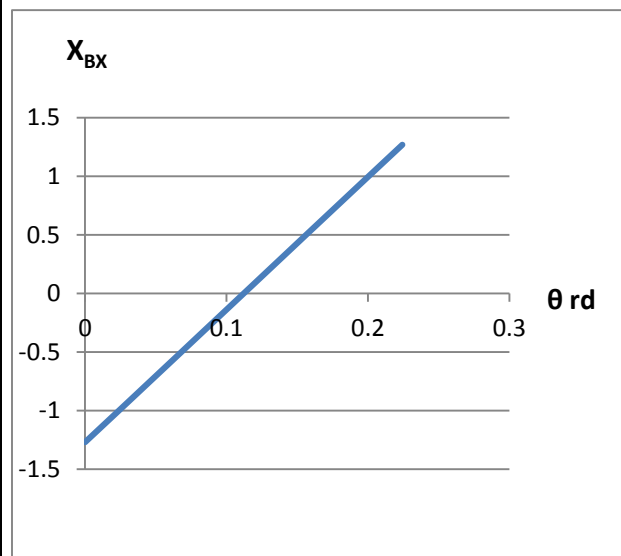


Figure II.2.3.d Déplacement

Selon l'axe Y:La vitesse:

$$v_{BY} = v_B \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) = \frac{p\omega}{2\sin(\alpha/2)} \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (2.19)$$

θ	v_{BY}
0	0,174
0,022	0,139
0,044	0,104
0,067	0,069
0,089	0,035
0,112	0
0,134	-0,035
0,157	-0,069
0,179	-0,104
0,201	-0,139
0,224	-0,174

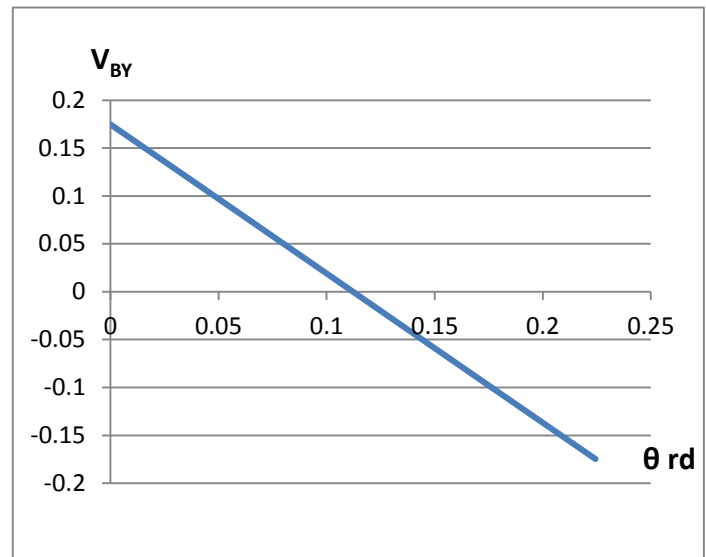


Figure II.2.4.e La vitesse d'engrènement

Qui varie de B($\theta = 0$) : $V_{BY} = p\omega/2$

à A($\theta = \alpha$) : $V_{BY} = -p\omega/2$

en passant par B' ($\theta = \alpha/2$) : $V_{BY} = 0$

L'accélération:

$$a_{BY} = \frac{dv_{BY}}{dt} = \frac{dv_{BY}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (2.20)$$

$$a_{BY} = -\frac{p \cdot \omega^2}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right)$$

θ	$a_{BY}(m/s^2)$
0	-12,091
0,022	-12,1191
0,044	-12,140
0,067	-12,155
0,089	-12,164
0,112	-12,168
0,134	-12,164
0,157	-12,155
0,179	-12,140
0,201	-12,119
0,224	-12,091

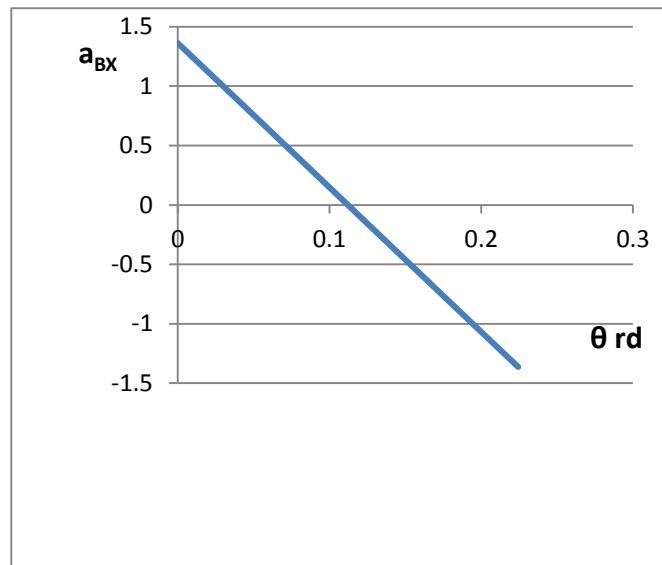


Figure II.2.4.f Accélération

Le déplacement:

$$X_{BY} = \int v_{BY} dt$$

$$X_{BY} = \int \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \cdot dt$$

$$= \int (1/\omega) \cdot \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \cdot d\theta$$

$$X_{BY} = \frac{p}{2 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (2.21)$$

θ	X_{BY}
θ	11,278
0,022	11,304
0,044	11,324
0,067	11,338
0,089	11,347
0,112	11,35
0,134	11,347
0,157	11,338
0,179	11,324
0,201	11,304
0,224	11,278

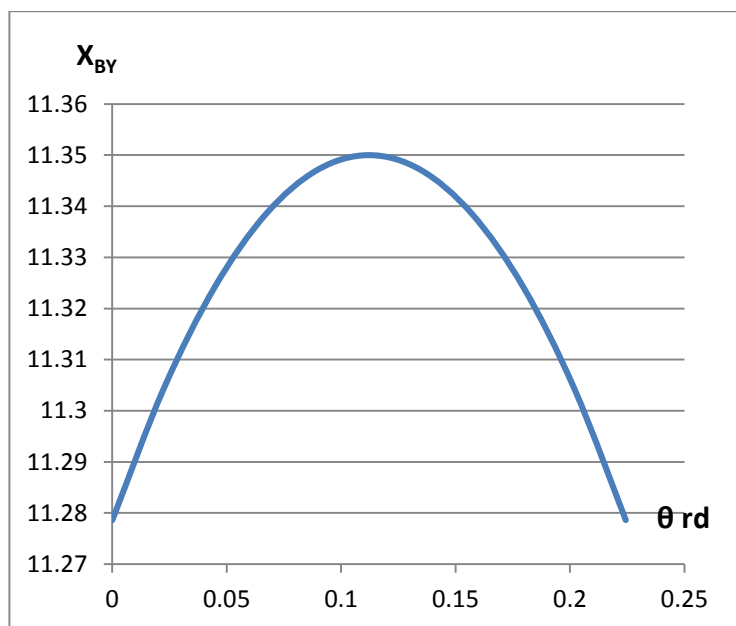


Figure II.2.4. Déplacement

II.2.4-La variation de vitesse en (pour cent):

$$\Delta v_x = 100 \left(\frac{v_{x \max}}{v_{x \min}} - 1 \right) = 100 \left[\frac{1}{\cos(\alpha/2)} - 1 \right] \quad (2.22)$$

z	Δv_x
10	5,146
15	2,234
20	1,246
25	0,794
30	0,550
35	0,404
40	0,309
45	0,244
50	0,1971
55	0,163
60	0,137
65	0,116
70	0,100
75	0,087
80	0,077

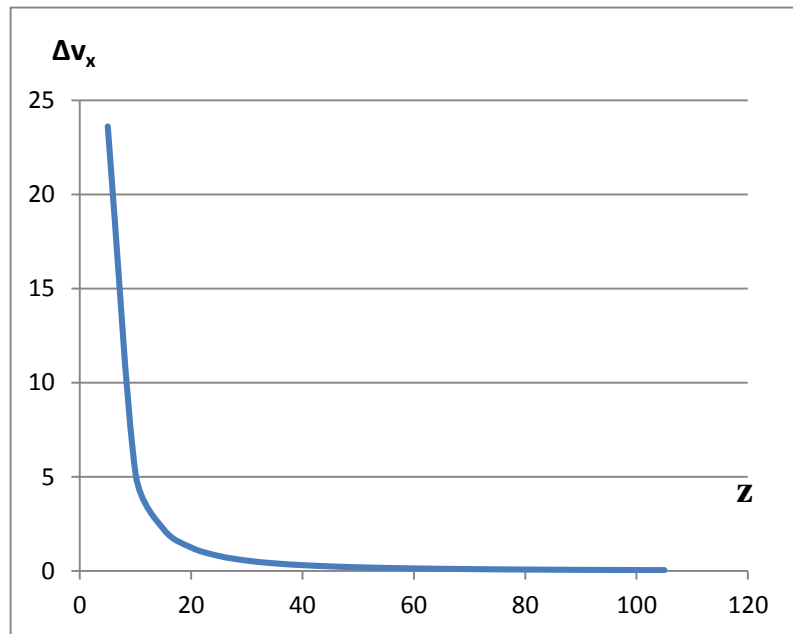


Figure II.2.4 La variation de vitesse

La variation de la vitesse v_x est faible si α (angle entre deux dents) est petit, donc si le pignon a un grand nombre de dents (**Figure III.2.4**), elle est de l'ordre, par exemple, de 1,246 % pour un pignon de 20 dents. Elle se répercute sur la vitesse de rotation du pignon mené qui est plus ou moins perturbée selon:

- l'inertie des organes moteur et récepteur
- l'élasticité de la chaîne

- la longueur du brin tendu : les phénomènes seront en phase sur les pignons menant et mené si le brin tendu a un nombre entier de pas ; ils seront en opposition de phase pour un nombre impair de demi-pas.
- le nombre de dents des pignons, qui régit l'amplitude des phénomènes sur chacun d'eux.

Chapitre III: Calcul dynamique

III.1-La puissance de transmission:

La puissance est fonction de la vitesse de rotation et du pas de la roue du convoyeur, voir (Figure III.1)

La puissance $P = 34$ KW.

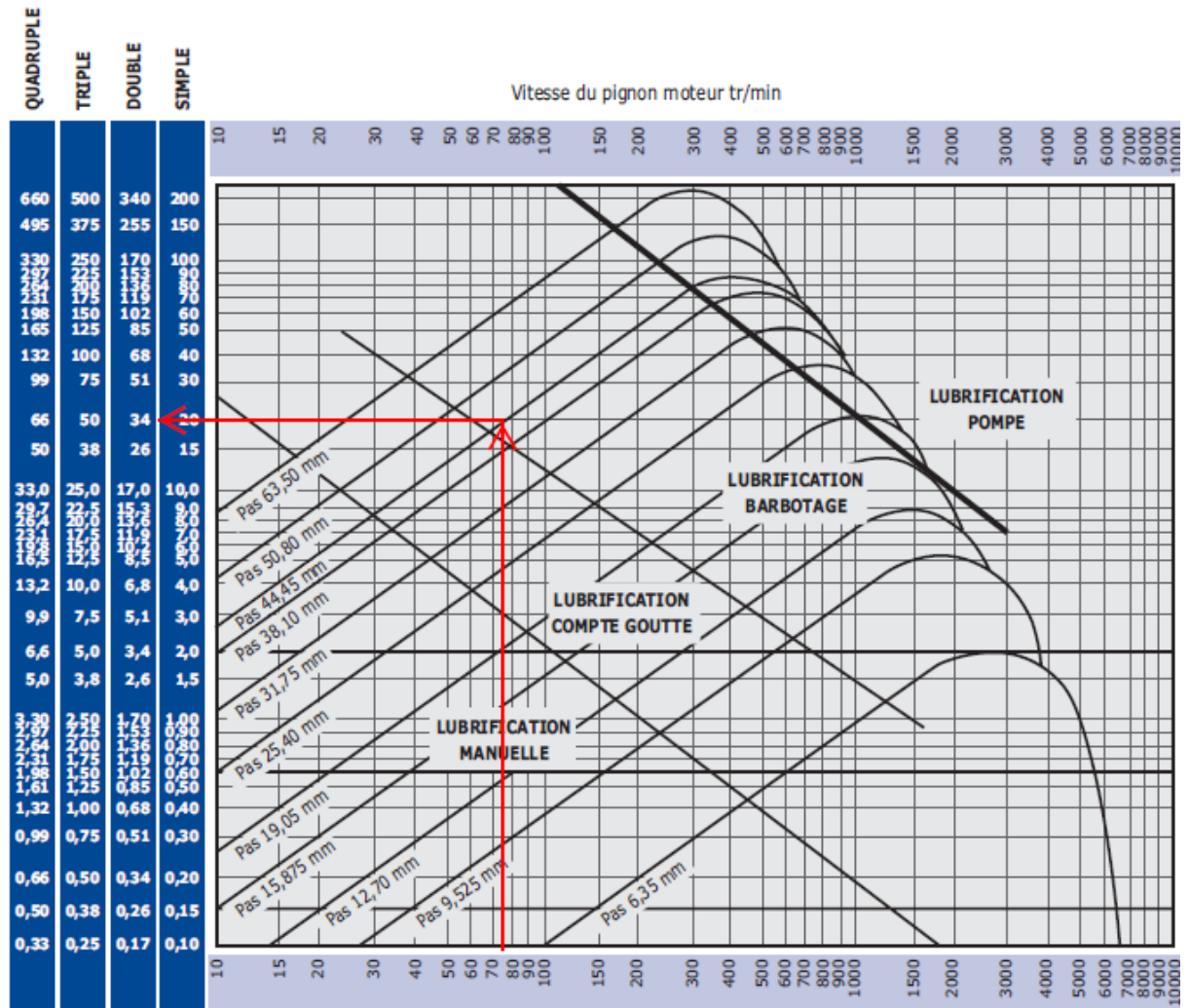


Figure III.1: Puissance à transmettre en Kw

III.2-Choix du moteur électrique et du réducteur de vitesse:

Moteur à induction 3 phases de 380 V, 50 Hz, tournant à 1475 tr/min à pleine charge $p = 34$ kw.

La vitesse du convoyeur est 74,5 tr/min.

Donc il faut monter un réducteur entre le moteur électrique et le convoyeur dont le rapport de transmission est:

$$i = N_s/N_e \quad (3.1)$$

$$i = 74,5/1475 = 0,0505$$

On choisi $i = 0,05 = 1/20$

On propose comme réducteur, un réducteur à vis sans fin (**Figure III.2**) :

Vis sans fin à un filet $Z_1 = 1$

La roue de la vis sans fin $Z_2 = 20$

$$i = Z_1/Z_2 = 1/20 = 0,05 \quad (3.2)$$

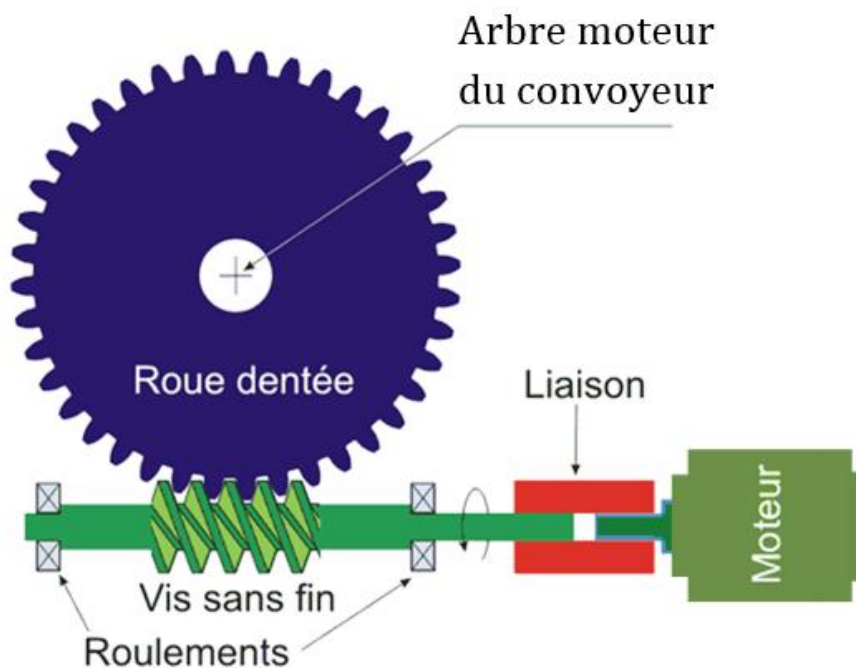


Figure III.2 Réducteur à vis sans fin

III.3- Caractéristiques géométrique de la roue du convoyeur:

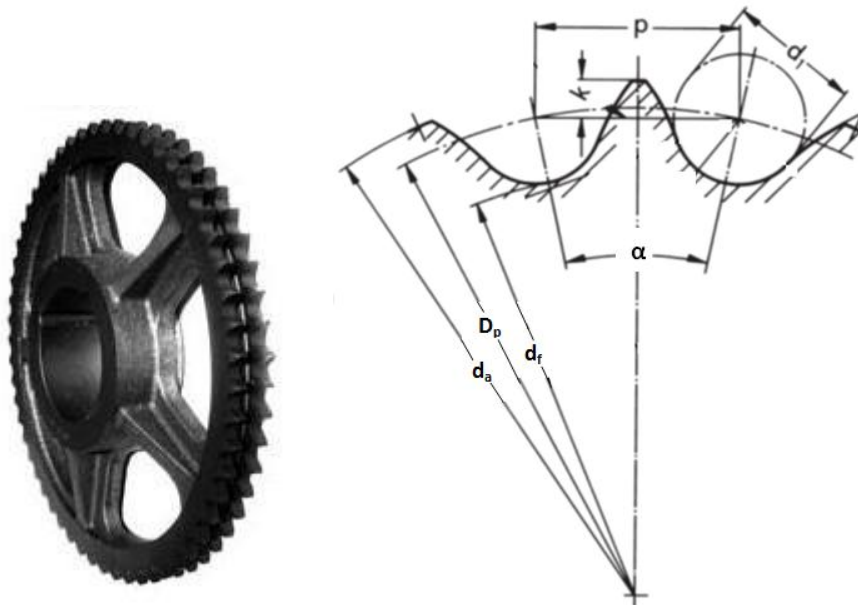


Figure III.3 roue du convoyeur

Diamètre primitif:

$$D_p = \frac{p}{\sin(\pi/z)} = 400 \text{ mm} \quad (3.3)$$

$$d_f = D_p - d_1 \quad (3.4)$$

$$d_1 = 28,22 \text{ mm}$$

Diamètre de pied:

$$d_f = 400 - 28,22 = 371,78 \text{ mm}$$

Diamètre de tête:

$$d_{a \max} = D_p + 1,25 \cdot p - d_1 \quad (3.5)$$

$$d_{a \max} = 400 + 1,25 \cdot 44,45 - 28,22 = 427,34 \text{ mm}$$

$$d_{a \min} = D_p + \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) \cdot p - d_1 \quad (3.6)$$

$$d_{a \min} = 400 + \left(1 - \frac{1,6}{28}\right) \cdot 44,45 - 28,22 = 413,69 \text{ mm}$$

Hauteur de dent:

$$K_{\max} = 0,625.p - 0,5.d_1 + \frac{0,8}{z}.p \quad (3.7)$$

$$K_{\max} = 0,625.44,45 - 0,5.28,22 + \frac{0,8}{28}.44,45 = 14,94\text{mm}$$

$$K_{\min} = 0,5(p - d_1) = 8,11 \text{ mm} \quad (3.8)$$

$$K_{\min} = 0,5(44,45 - 28,22) = 8,11 \text{ mm}$$

III.4 - Calcul des efforts:

Considérons une transmission comprenant un pignon moteur M entraînant un pignon récepteur R par l'intermédiaire d'une chaîne présentant, de ce fait, un brin tendu et un brin mou (**Figure III.4**).

L'effort s'exerçant sur le brin tendu pour le passage de la puissance à transmettre, appelé effort utile F_u , n'est pas le seul effort intervenant dans le système : chaque maillon engrené est, de plus, soumis à une force centrifuge dont la résultante F_c s'exerce sur les deux brins; enfin, le poids des maillons non engrenés induit sur les deux brins un effort dit caténaire F_p .

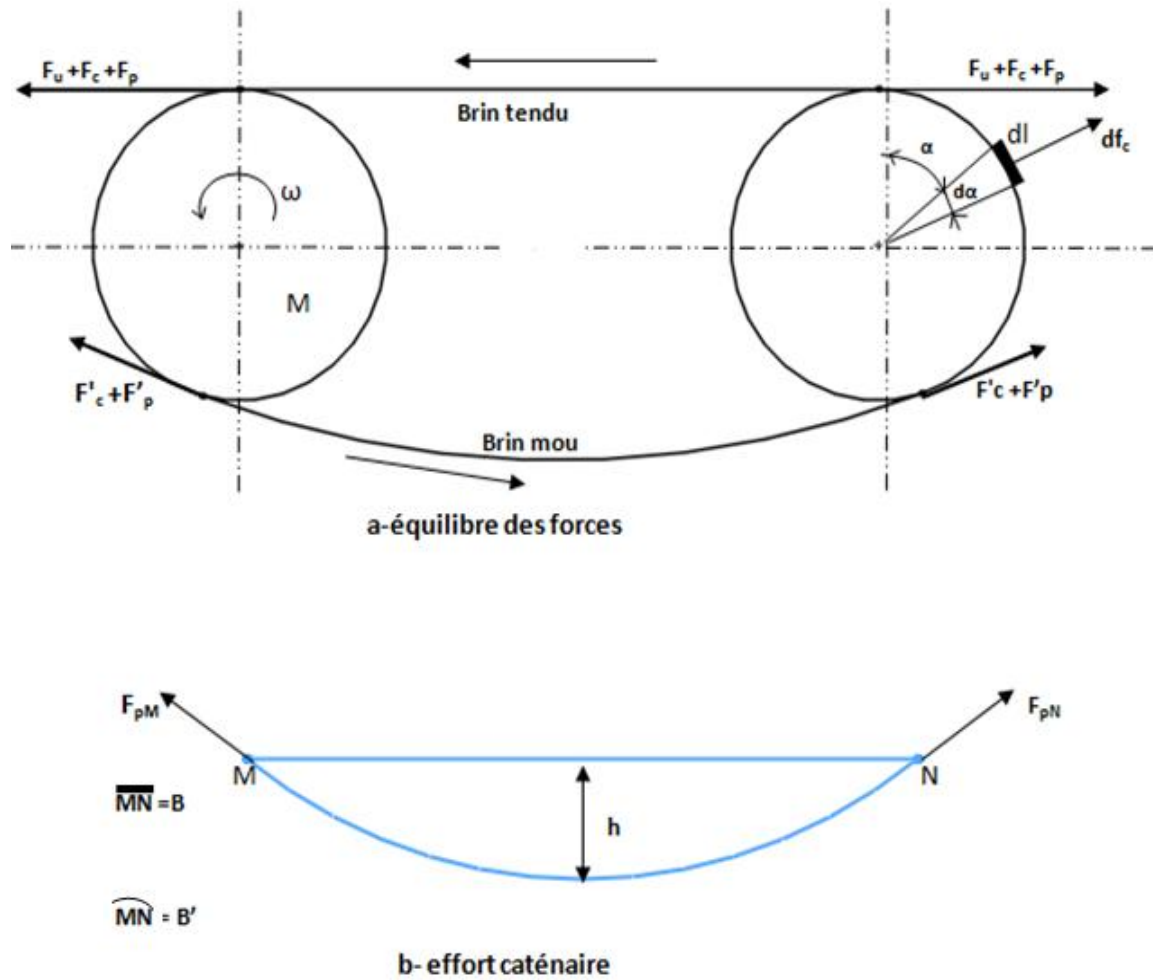


Figure III.4 Efforts supportés par la chaîne

III.4.1- Effort utile:

Par définition, la puissance P transmise est égale à:

$$P = C.\omega \quad (3.9)$$

avec:

$$P = F_u.v_{BX}.\omega = F_u.\frac{D_p}{2} \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (3.10)$$

d'où:

$$F_u = \frac{P}{\frac{D_p}{2}.\omega.\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right)} \quad (3.11)$$

or, la chaîne est animée d'une vitesse linéaire égale à:

$$v_X = \frac{D_p \cdot \omega}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right) \quad (3.12)$$

donc:

$$F_{u \text{ MAX}} = P/v_X \quad (3.13)$$

ou, plus commodément, en utilisant la vitesse moyenne de la chaîne:

$$v = p \cdot z_i \cdot N_i / 60 \quad (3.14)$$

avec N_i vitesse de rotation du pignon de z_i dents, on a finalement:

$$F_u = P/v \quad (3.15)$$

la puissance $P = 34 \text{ KW}$, voir (Figure III.1)

$$F_u = P/v = 34 \cdot 10^3 / 1,56 = 21794,87 \text{ N}$$

III.4.2- Effort centrifuge:

L'effort centrifuge résulte de la rotation de la chaîne autour des roues (**Figure III.4.2a**). Soit $(D_p/2)$ le rayon d'une roue. Un élément d'arc $d\alpha$ de la chaîne situé sur cette roue a une masse $(M_c \cdot \frac{D_p}{2} \cdot d\alpha)$, où M_c est la masse linéique de la chaîne. Il est donc soumis à une force centrifuge :

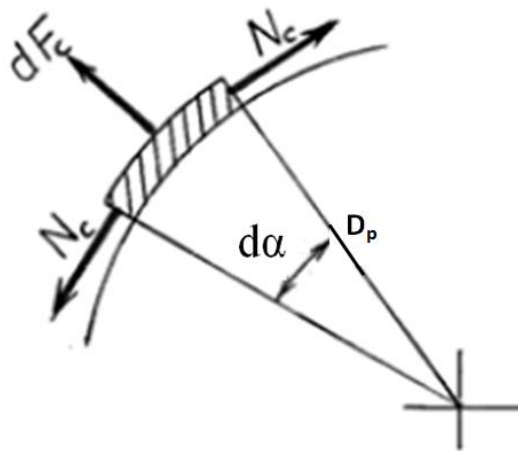


Figure III.4.2a Tension centrifuge.

$$dF_c = M_c \cdot \frac{D_p}{2} \cdot d\alpha \cdot \frac{2 \cdot v^2}{D_p} = M_c \cdot v^2 \cdot d\alpha \quad (3.16)$$

Cette force est équilibrée par les efforts N à ses deux extrémités, dont la résultante radiale vaut:

$$2 \cdot N_c \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = 2N_c \cdot d\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = N_c \cdot d\alpha \quad (3.17)$$

La condition d'équilibre est donc:

$$dF_c = M_c \cdot v^2 \cdot d\alpha = N_c \cdot d\alpha \quad (3.18)$$

soit:

$$N_c = M_c \cdot v^2 \quad (3.19)$$

On observera que ce résultat est indépendant du rayon de la roue. On a donc la même valeur de N_c sur les deux roues et, par continuité des efforts, les brins subissent la même tension. En conclusion, du fait de la vitesse v de la chaîne, puisqu'on a deux chaînes la force centrifuge est:

$$F_c = 2 \cdot M_c \cdot v^2 \quad (3.20)$$

M_c : voire (Tableau III.4.2) et (Figure III.4.2b)

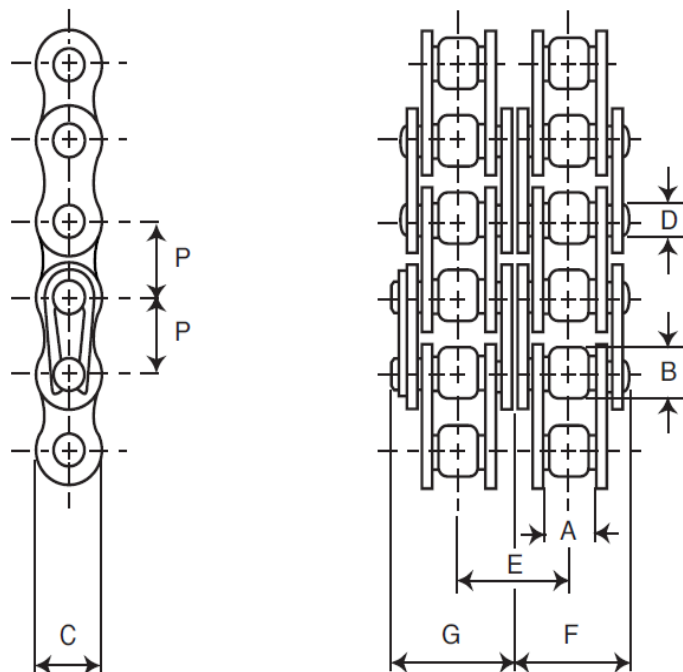


Figure III.4.2.b Largeur sur maillon de raccord le plus large catalogué

Chaîne		Données techniques													
N° ISO	Réf. Brampton	Pas mm.	Larg. intér.	Diam. rouleau	Haut. plaque	Diam. axe	Ep. plaque intér.	Ep. plaque extér.	Pas trans.	Largeur sur axes			Surface de travail	Charge de rupture N	Masse au mètre
		P	A	B	C	D			E	F	G				
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	en mm ²	newtons	Kg/m
05B2	B 14008	8,00	3,00	5,00	7,10	2,31	0,73	0,73	5,64	7,20	10,30	22,00	7500	0,36	
06B2	B 14038	9,525	5,72	6,35	8,25	3,28	1,3	1,04	10,24	11,90	15,20	56,00	18500	0,74	
08B2	B 14043	12,70	7,75	8,51	11,80	4,43	1,55	1,55	13,92	15,50	19,40	100,00	36500	1,34	
10B2	B 14053	15,875	9,65	10,16	14,70	5,08	1,55	1,55	16,59	18,10	22,20	134,00	46500	1,70	
12B2	B 14063	19,05	11,68	12,07	16,10	5,72	1,8	1,8	19,46	21,10	25,70	177,00	61000	2,31	
16B2	B 14083	25,40	17,02	15,87	21,00	8,28	4,12	3,1	31,88	34,00	39,40	413,00	127500	5,42	
20B2	B 14103	31,75	19,56	19,05	26,40	10,19	4,62	3,61	36,45	39,90	46,00	580,00	170000	7,20	
24B2	B 14129	38,10	25,40	25,40	33,40	14,63	6,1	5,08	48,36	50,90	57,50	1103,00	280000	13,50	
28B2	B 14149	44,45	31,00	27,94	37,00	15,90	7,62	6,35	59,56	62,30	69,70	1470,00	373700	16,80	
32B2	B 14169	50,80	31,00	29,21	42,25	17,81	7,11	6,35	58,55	63,00	70,90	1614,00	485300	18,45	
40B2	B 14209	63,50	38,10	39,37	52,95	22,89	8,64	8,13	72,29	77,50	87,70	2548,00	715700	31,55	
48B2	180721	76,20	45,72	48,26	66,04	29,24	12,19	10,16	91,21	95,20	105,70	4123,00	1156532	50,00	
56B2	180760	88,9	53,34	53,98	80,52	34,30	13,72	12,45	106,60	110,70	121,40	5574,00	1556870	69,70	
64B2	114325	101,6	60,96	63,50	90,17	39,40	15,24	13,72	119,90	124,50	134,60	7252,00	1423420	97,50	

Tableau III.4.2 Largeur sur maillon de raccord le plus large catalogué

$$F_c = 2.16,7.(1,56)^2 = 81,28 \text{ N}$$

III.4.3- Effort caténaire:

On sait qu'un fil pesant, homogène et sans raideur, suspendu entre deux points M et N prend une forme d'équilibre selon une courbe mathématique appelée chaînette. Une chaîne, dans ces mêmes conditions, se présente sous une forme polygonale proche de la chaînette théorique.

En se reportant à la figure **III-4** relative au cas simple où M et N sont sur une horizontale, l'effort à l'extrémité des brins est égal à :

$$F_p = F_{pM} = F_{pN} = \frac{(2.M_c + m_{ch})g}{2} \cdot \left(\frac{B'^2}{4h} + h\right) = (2.M_c + m_{ch}) \cdot g \cdot \left(\frac{B'^2}{8h} + h\right) \quad (3.21)$$

avec:

B: distance des points M et N avec: $B = L_c$

B': longueur réelle du brin entre M et N

h: flèche telle que:

$$h = \frac{1}{2} \sqrt{B'^2 - B^2} \quad (3.22)$$

$$B' = L_c + L_c \cdot k = L_c \cdot (1+k) \quad (3.23)$$

k: l'allongement maximum de la chaîne 2% (par expérience)

$$B' = L_c + L_c \cdot 2\% = L_c \cdot (1+2\%) = 20 \cdot (1+0,02) = 20,4\text{m}$$

$$h = \frac{1}{2} \sqrt{20,4^2 - 20^2} = 2 \text{ m}$$

$$F_p = (2 \cdot M_c + m_{ch}) \cdot g \cdot \left(\frac{B^2}{8h} + h \right) \quad (3.24)$$

$$m_{ch} = \frac{m_{ch}}{L_c} = \frac{\rho \cdot s \cdot L_c}{L_c} = \rho \cdot s = \rho \cdot (e \cdot l_c) \quad (3.25)$$

$$m_{ch} = 2000 \cdot (0,8 \cdot 0,1) = 160 \text{ Kg/m}$$

Alors:

$$F_p = (2 \cdot M_c + m_{ch}) \cdot g \cdot \left(\frac{B^2}{8h} + h \right)$$

$$F_p = (2 \cdot 16,8 + 160) \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{20^2}{8 \cdot 2} + 2 \right) = 51226,56 \text{ N}$$

Cet effort, qui s'exerce aux deux extrémités du brin mou, passe intégralement dans le brin tendu puisqu'il crée un couple s'ajoutant au couple moteur et au couple résistant.

Finalement, le brin

$$F_o = F_u + F_c + F_p \quad (3.26)$$

$$F_o = 21794,87 + 81,28 + 51226,56 = 73102,71 \text{ N}$$

alors que dans le brin mou, on a :

$$F_m = F_c + F_p \quad (3.27)$$

$$F_m = 81,28 + 51226,56 = 51307,84 \text{ N}$$

La relation (10) pourra être appliquée même si le brin mou n'est pas horizontal, introduisant ainsi une erreur du second ordre.

Sauf en cas de surtension de la chaîne ou de grande longueur de brin, l'effort caténaire est généralement faible. Dans bien des cas, l'effort caténaire pourra être purement et simplement négligé.

III.4.4- Efforts dans la partie engrenée:

Considérons comme précédemment un pignon menant de z dents entraînant une chaîne dont le maillon AB est en fin d'engrènement, c'est-à-dire un instant avant que l'articulation B ne soit en prise avec le pignon, l'articulation A supportant donc encore la totalité de l'effort F_0 du brin tendu (**Figure III.4.4.a**).

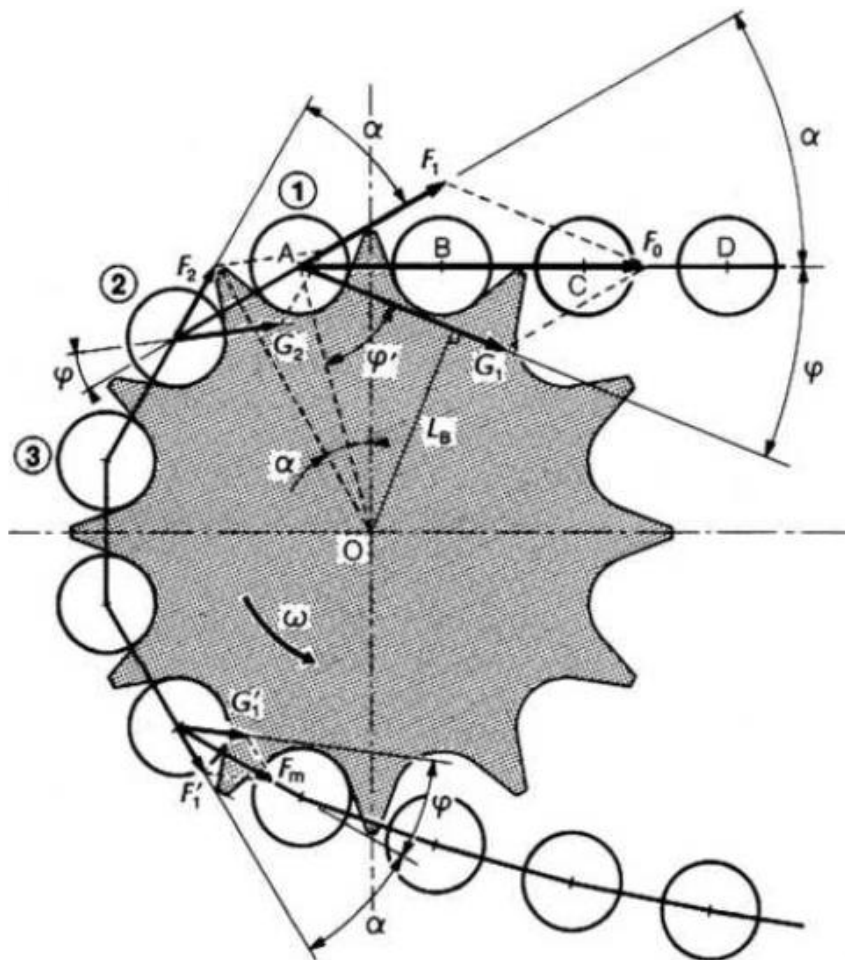


Figure III.4.4.a Efforts dans la partie engrenée

Si l'on considère l'articulation A ①, la tension F_0 du brin tendu de la chaîne est équilibrée par deux réactions:

F_1 la réaction du maillon précédent

et G_1 la réaction d'appui du pignon

On peut écrire, en valeur absolue:

$$F_1 = F_0 \cdot \frac{\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)} \quad (3.28)$$

et
$$G_1 = F_0 \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\varphi)} \quad (3.29)$$

α étant l'angle entre deux dents du pignon et φ l'angle, dit de pression, entre la réaction d'appui et la direction du maillon, $\varphi' = 90^\circ - \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)$:

où en utilisant l'angle:

$$F_1 = F_0 \cdot \frac{\cos(\varphi'+\alpha/2)}{\cos(\varphi'-\alpha/2)} \quad (3.30)$$

et
$$G_1 = F_0 \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos(\varphi'-\alpha/2)} \quad (3.31)$$

On trouverait, de même, pour l'équilibre de l'articulation ②:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)} = F_0 \cdot \left[\frac{\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)}\right]^2$$

et
$$G_2 = F_1 \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\varphi)} = F_0 \cdot \frac{\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)} \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\varphi)}$$

et en généralisant pour l'équilibre de l'articulation de rang n :

$$F_n = F_0 \cdot \left[\frac{\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)}\right]^n \quad (3.32)$$

n	fn	fn/2
1	49229,028	24614,514
2	33151,947	16575,979
3	22325,275	11162,638
4	15034,348	7517,174
5	10124,472	5062,236
6	6818,050	3409,025
7	4591,4301	2295,715
8	3091,973	1545,986
9	2082,205	1041,102
10	1402,204	701,102
11	944,276	472,138
12	635,897195	317,948
13	428,22	214,113
14	288,378	144,189

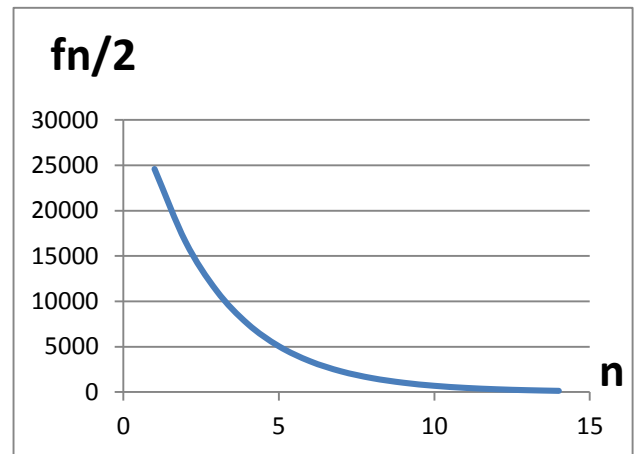


Figure III.4.4.b Efforts dans la partie engrenée

et

$$G_n = F_0 \cdot \left[\frac{\sin \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)} \right]^{n-1} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} = F_{n-1} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} \quad (3.33)$$

Les rapports $\frac{\sin \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)}$ **et** $\frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \varphi)}$ étant inférieurs à 1, on voit que les efforts F_n et G_n décroissent exponentiellement lorsque les articulations s'éloignent du point d'engrènement.

III.4.5-Calcul de résistance des éléments de la chaîne:

Les efforts auxquels sont soumis les maillons de la chaîne dans les brins et dans les parties engrenées provoquent les contraintes suivantes (**Figure III.4.5.a**)

- traction, cisaillement et éventuellement flexion dans les plaques ;
- cisaillement et flexion dans les axes ;
- compression, cisaillement et éventuellement flexion dans les douilles ;

— compression et flexion dans les rouleaux.

Ces efforts, on l'a vu, ne sont pas constants mais varient cycliquement selon diverses fréquences. Il en est donc de même pour les contraintes, ce qui conduit à des phénomènes de fatigue dont les plus marqués sont ceux relatifs aux contraintes de traction dans les plaques et de flexion dans les axes.

La limite de fatigue en traction ondulée d'une chaîne est liée à la nature des aciers utilisés et de leur traitement, mais aussi à un grand nombre de facteurs indépendants dont de nombreux essais ont élucidé le rôle :

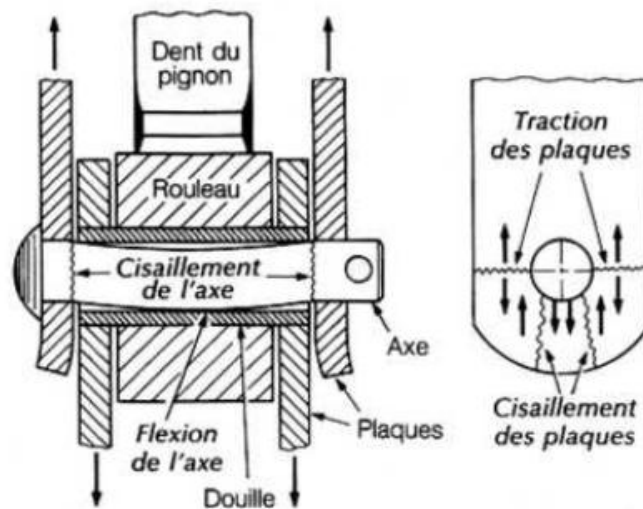


Figure III.4.5.a Contraintes dans les plaques et les axes

— le nombre de maillons de la chaîne : la limite de fatigue décroît lorsque le nombre de maillons augmente, ce que la statistique permet également de calculer ;

— le nombre de rangs de la chaîne : le rapport de la limite de fatigue à la charge de rupture est plus petit pour une chaîne multiple que pour une chaîne simple, ce qui s'explique par une répartition irrégulière des efforts sur chacune des plaques et par le jeu de l'axe dans les trous des plaques intermédiaires ;

— la forme des plaques dans la mesure où elle favorise ou atténue les concentrations de contraintes; on voit sur la (**Figure III.4.5.b**)

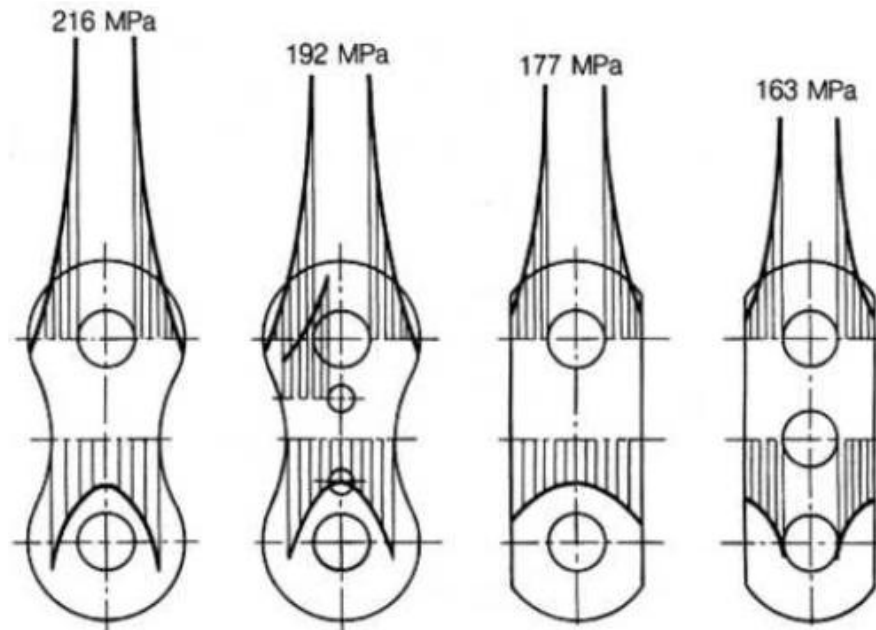


Figure III.4.5.b Distribution des contraintes (selon l'axe vertical) dans divers types de plaques

La répartition des contraintes de traction dans les sections de divers types de plaques, mettant en évidence l'influence de la forme et des éventuels artifices utilisés pour atténuer les concentrations de contrainte (trous de décharge);

—la qualité de la découpe extérieure et surtout celle du poinçonnage des trous: les micro-arrachements favorisent la naissance des fissures;

—le niveau de serrage de l'axe (ou de la douille) dans les trous de la plaque: les contraintes de fretage, qui se cumulent avec les contraintes provenant des efforts ondulés extérieurs, diminuent l'amplitude relative de ces ondulations. De plus, le serrage empêche la formation de corrosion de contact qui, comme les arrachements, favorise la formation de fissures. De la même manière, le grenailage de précontrainte des plaques, en introduisant des contraintes superficielles de compression, accroît sensiblement la valeur de la limite de fatigue des chaînes. La tenue en fatigue d'un rouleau, quant à elle, dépend, en plus de ses caractéristiques métallurgiques et de l'application éventuelle d'un grenailage de précontrainte, de la précision dimensionnelle et géométrique de sa réalisation, de celle de la douille qui le soutient et de celle de

la denture où il engrène. Une circularité aussi parfaite que possible des sections et une bonne rectitude des génératrices des quatre surfaces oscultrices (extérieure de la douille sur intérieure du rouleau, extérieure du rouleau sur fond de la denture), en évitant l'apparition de contraintes de flexion dans le rouleau, travaillant ainsi exclusivement en compression, augmenteront sensiblement la valeur de sa limite de fatigue.

III.4.5.1-Résistance des plaques:

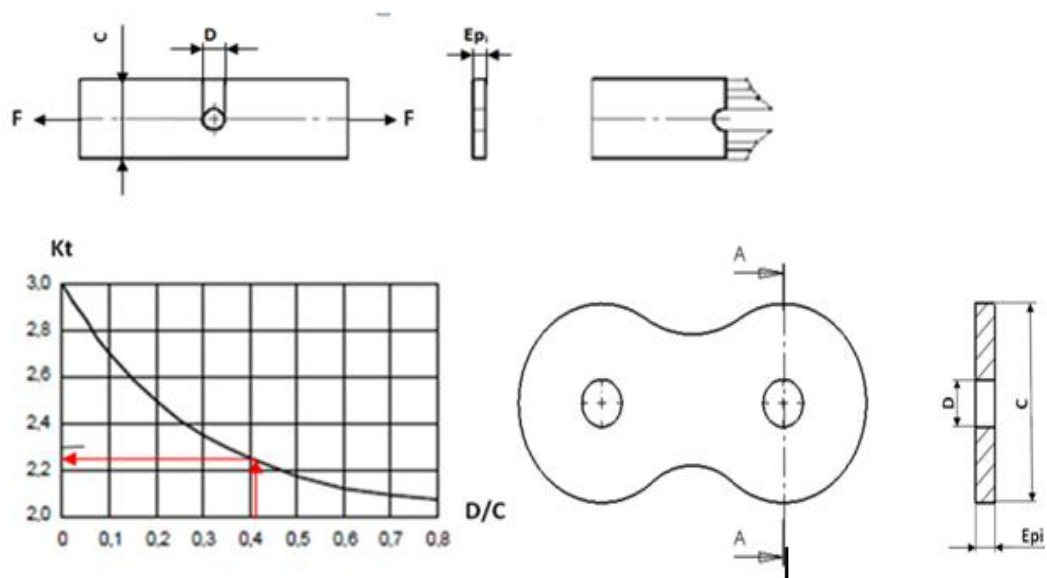


Figure III.4.5.1 concentration de contrainte

$$\bar{\sigma}_{\max} = Kt \cdot \sigma_0 \quad (3.34)$$

$\bar{\sigma}_{\max}$: la contrainte normale maximale.

$$\sigma_0 = \frac{F_{\max}}{A} \text{ avec } F_{\max} = F_0$$

σ_0 : la contrainte normale nominale.

A_i : la section d'une plaque intérieure.

$$A_i = (C-D) \cdot Ep_i \quad (3.35)$$

Kt: le coefficient de concentration de contrainte.

$$\bar{\sigma}_0 = F_0 / 8A_i = 73102,71 / 8[(37-15),9] \cdot 6,35 = 68,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\bar{\sigma}_{\text{MAX}} = Kt \cdot \bar{\sigma}_0 \text{ avec : } (Kt = 2,25) \quad (3.36)$$

$$\bar{\sigma}_{\text{MAX}} = 2,25 \cdot 68,2 = 153,45 \text{ N/mm}^2$$

$$\bar{\sigma}_{\text{MAX}} \leq R_e / S \quad (3.37)$$

$$R_e = 620,422 \text{ N/mm}^2$$

$$S \leq R_e / \bar{\sigma}_{\text{MAX}}$$

$$S = 620,422 / 153,45 = 4$$

III.4.5.2-Résistance de l'axe:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F_{\text{max}}}{A} \text{ avec } F_{\text{max}} = F_0 \quad (3.38)$$

On a deux paires de chaînes donc 8 sections de cisaillement de l'axe

$$A = 8 \cdot A_0 = 8 \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 2 \cdot \pi \cdot d^2$$

Avec d: diamètre de l'axe $d = 15,90 \text{ mm}$

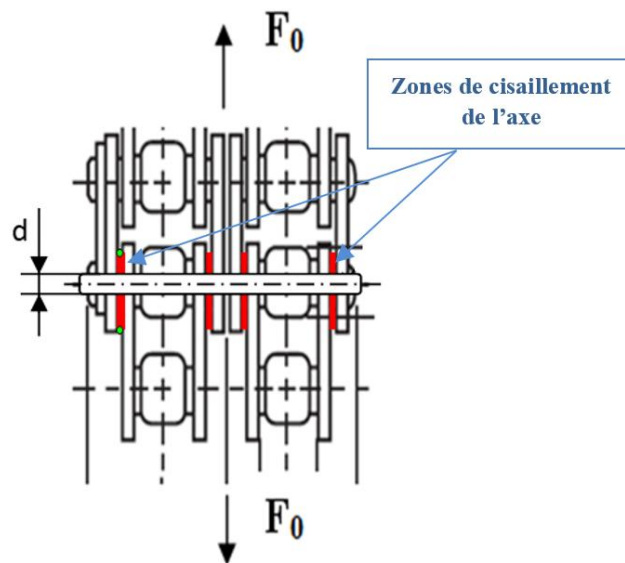


Figure III.4.5.2 Zones de cisaillement de l'axe

$$A = 8 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2 \cdot \pi \cdot d^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 15,90^2 = 1587,646 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F_0}{A} = \frac{73102,71}{1587,646} = 46,04 \text{ Mpa}$$

Condition de résistance au cisaillement de l'axe:

$$\tau_{\max} = \frac{F_0}{2 \cdot \pi \cdot d^2} \leq R_{pg}$$

R_{pg} : Résistance pratique au glissement

$$R_{pg} = R_{eg}/s \quad (3.39)$$

s : coefficient de sécurité

R_{eg} : La limite d'élasticité au glissement

R_{eg} Pour les aciers dur $R_{eg} = 0,8 \cdot R_e$

Pour valider une conception on applique la condition

$$\tau_{\max} \leq R_{pg}$$

On choisit pour l'axe d'un acier C65 de $R_e = 500 \text{ Mpa}$

Et comme coefficient de sécurité $s = 5$

Donc $R_{eg} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ Mpa}$

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{s} = \frac{400}{5} = 80 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = 46,04 \text{ Mpa} < R_{pg}$$

La résistance est vitrifiée.

III.4.5.3-Pression de contact :

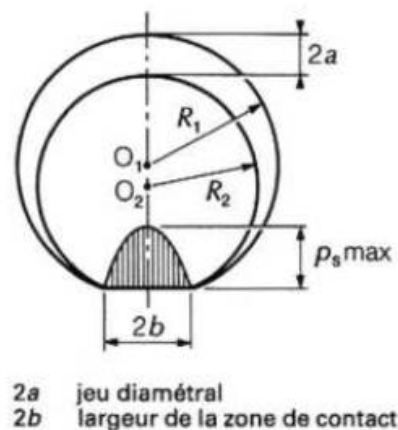


Figure III.4.5.3 – Contact de deux cylindres (cas général)

La pression de contact des surfaces frottantes $p_s = F/s$ est, avec la vitesse de pivotement $v = \omega \cdot d/2$, un paramètre important pour juger des

conditions de fonctionnement d'une chaîne et en déduire des orientations pour le choix de la lubrification, afin de réduire l'usure et éviter le grippage.

Des variations rapides et de forte amplitude de la pression de contact, occasionnées par des vibrations ou des fluctuations brusques des efforts sur le brin tendu de la chaîne, conduisent à des phénomènes de corrosion de contact entre les surfaces frottantes si le film de lubrifiant est rompu lors des pointes de pression.

La pression maximale de contact entre deux surfaces cylindriques (Figure **III.4.5.3**) est, selon Hertz :

$$p_{\text{smax}} = \frac{2.F_0}{\pi.b.l} \quad (3.40)$$

la largeur $2b$ de la zone de contact est donnée par la relation:

$$b = 1,52. \sqrt{\frac{F_0.R_1.R_2}{E(R_1-R_2)}} \quad (3.41)$$

R_1 : rayon entre dent : $R_1 = d_1/2 = 28,22/2 = 14,11$ mm (voir Figure **IV.3**)

R_2 : rayon du rouleau : $R_2 = d_2/2 = 27,94/2 = 13,97$ mm (voir tableau **IV.4.2**)

$F_0 = 73102,71$ N.

E : le module de Young de l'acier de la roue $E = 2,1.10^5$ N/mm²

$$b = 1,52. \sqrt{\frac{73102,71.14,11.13,97}{2,1.10^5(14,11-13,97)}} = 33,65 \text{ mm}$$

En pratique, on utilise, pour évaluer la pression de contact, une pression conventionnelle qui est déterminée en prenant pour surfaces le produit du diamètre d_2 de la pièce mâle (rouleau) par la largeur (l) de la pièce femelle (largeur de dent) :

$$p_s = F_0/d_2.l \quad (3.42)$$

➤ Condition de résistance à pression de contact :

$$p_{s \text{ max}} \leq p_s$$

$l = 31$ mm (voir tableau **IV.4.2**)

$$p_s = F_0/d_2.l = \frac{73102,71}{27,94.31} = 84,40 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{s \text{ max}} = \frac{2.73102,71}{\pi.33,65.31} = 44,61 \text{ N/mm}^2 \leq p_s$$

La résistance est vitrifiée.

III.4.6-Lubrification:

Des enquêtes ont révélé que 60 % des cas de défaillance des chaînes peuvent être imputés à une lubrification insuffisante ou inadéquate. C'est dire que le concepteur devra apporter un soin tout particulier à cet aspect de son projet, en suivant au mieux les indications et les prescriptions des fabricants de chaînes dont les principales ont été regroupées ci-après.

A posteriori, la lubrification peut être jugée satisfaisante si, au démontage, les surfaces en contact sont trouvées polies et brillantes.

Pour mieux faire saisir l'importance de la lubrification, il n'est pas inutile de rappeler qu'elle est destinée à assurer diverses fonctions.

Interposer un fluide entre les surfaces frottantes (axes/douilles, douilles/rouleaux et rouleaux/denture) mais aussi entre les plaques intérieures, d'une part, et les plaques extérieures.

Pour limiter l'usure des surfaces frottantes et éviter la corrosion de contact et le grippage, le graissage hydrodynamique est le mode idéal, mais difficile à réaliser dans un mouvement de pivotement alternatif.

Chapitre IV: SIMULATION PAR COSMOSWORKS

IV.1- Analyse statique de la roue du convoyeur:

IV.1.1- Introduction:

On a utilisé COSMOSWORKS. Il nous permet de déterminer notre étude. De part sa rapidité, il a certains avantages par rapport à certains logiciels.

IV.1.2- Informations sur les fichiers:

Nom du modèle:	roue du convoyeur
modèle:	Convoyeur \ roue du convoyeur .SLDPRT
Nom de l'étude:	Etude de la roue du convoyeur (-Chain wheel ISO - 28Z 28B-2 --28SA60.0R1-)

IV.1.3- Matériaux:

No.	Nom de la pièce	Matériaux	Masse	volumique
1	roue du convoyeur	[SW]Acier allié <u>inoxydable</u>	70.0538 kg	0.00959641 m ³

IV.1.4- Informations sur les chargements et les déplacements imposés:

Déplacements imposés		
Déplacement imposé1 <roue du convoyeur>	sur 4 Face(s) Fixe.	
Chargements		
Force-1 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -24615 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan1 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel

Description:		
Force-2 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -16576 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan2 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-3 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -11163 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan3 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-4 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -7517.2 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan4 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-5 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -5062.2 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan5 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-6 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -3409 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan6 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-7 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -2295.7 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan7 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-8 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -1546 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan8 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-9 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -1041.1 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan9 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-10 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -701.1 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan10 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-11 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -472.14 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan11 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-12 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -317.95 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné	Chargement séquentiel

	Plan12 avec une distribution uniforme	
Force-13 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -214.11 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan13 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel
Force-14 <roue du convoyeur>	sur 2 Arête(s) appliquer force -144.19 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan14 avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel

IV.1.5- Propriété d'étude:

Informations sur le maillage	
Type de maillage:	Maillage volumique
Taille de l'élément:	13.284 mm
Tolérance:	0.66418 mm
Qualité:	Haute
Nombre d'éléments:	32088
Nombre de nœuds:	49794
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:21
Informations sur le solveur	
Qualité:	Haute
Type de solveur:	FFEPlus
Option:	Effets thermiques inclus
Option thermique:	Température sur le modèle
Option thermique:	Température de référence à déformation nulle: 298 KelIVn

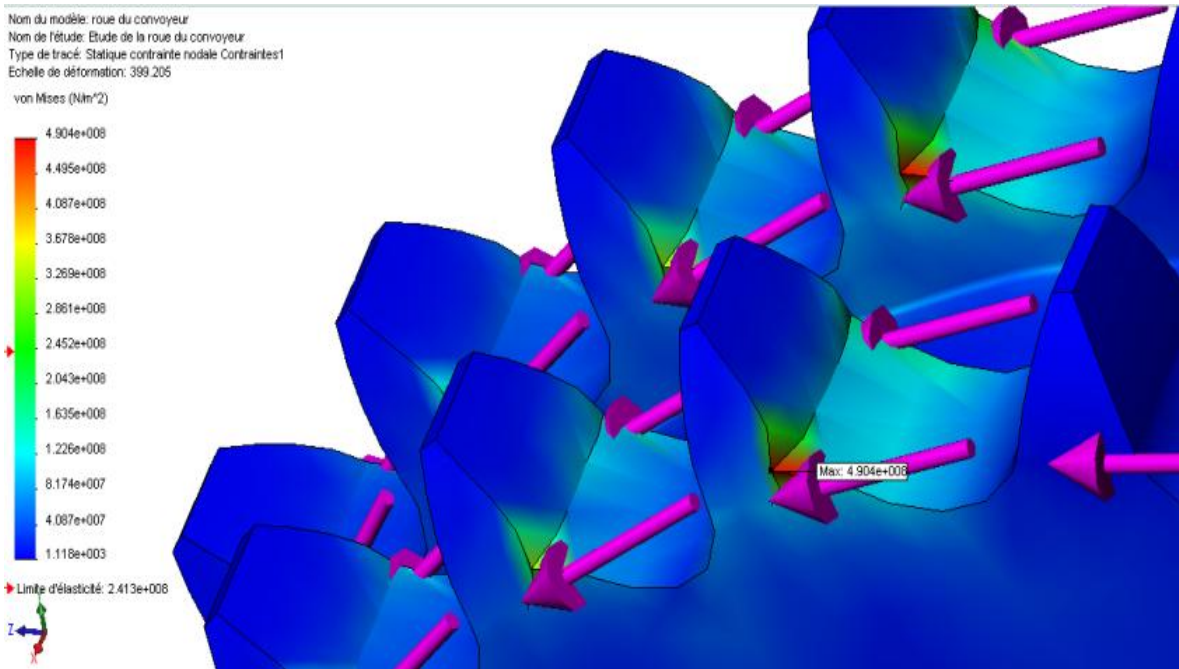
IV.1.6- Contact:

Etat du contact: faces en contact-Solidaires

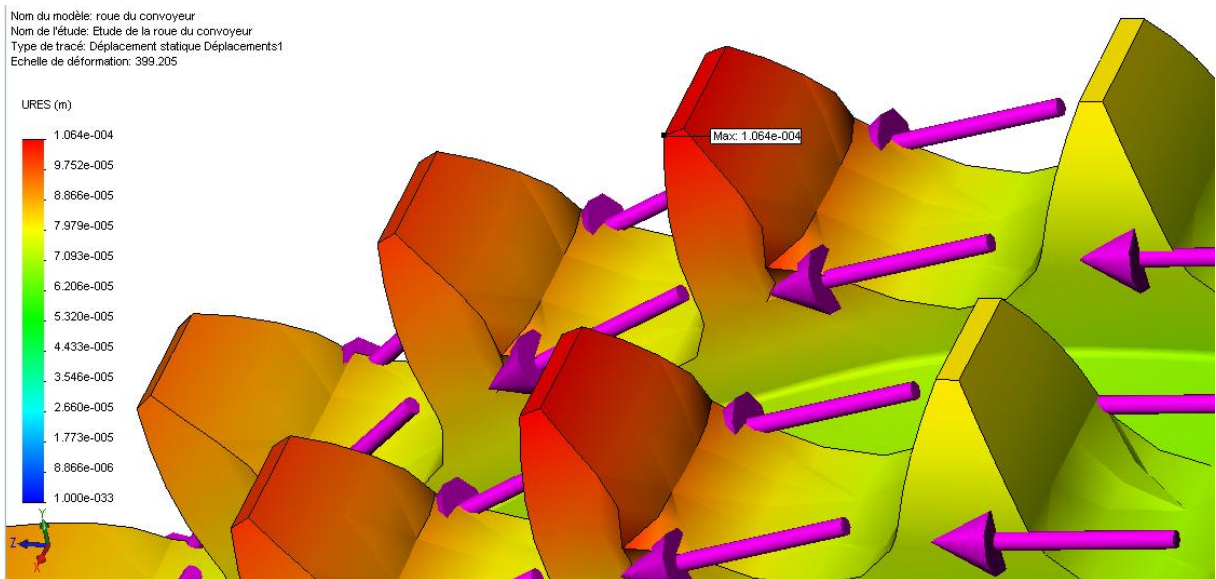
IV.1.7- Résultats:

Nom	Type	Min	Emplacement	Max	Emplacement
Contraintes1	VON: contrainte de von Mises	1117.62 N/m ² Nœuds: 31371	(10.0944 mm, -180.58 mm, -111.657 mm)	4.90413e+00 8 N/m ² Nœuds: 560	(88.2432 mm, 193.444 mm, 13.1182 mm)
Déplacement s1	URES: Déplacement résultant	0 m Nœuds: 909	(88.3807 mm, 28.6182 mm, 9 mm)	0.00010639 m Nœuds: 3078	(23.0422 mm, 210.8 mm, 25.293 mm)
Déformation s1	ESTRN: Déformation équivalente	6.49568e -009 Elément: 22731	(81.4387 mm, -177.46 mm, -108.236 mm)	0.0010204 Elément: 28956	(85.9403 mm, 191.536 mm, 14.7179 mm)

Roue du convoyeur-Etude de la roue du convoyeur-Contraintes-Contraintes1

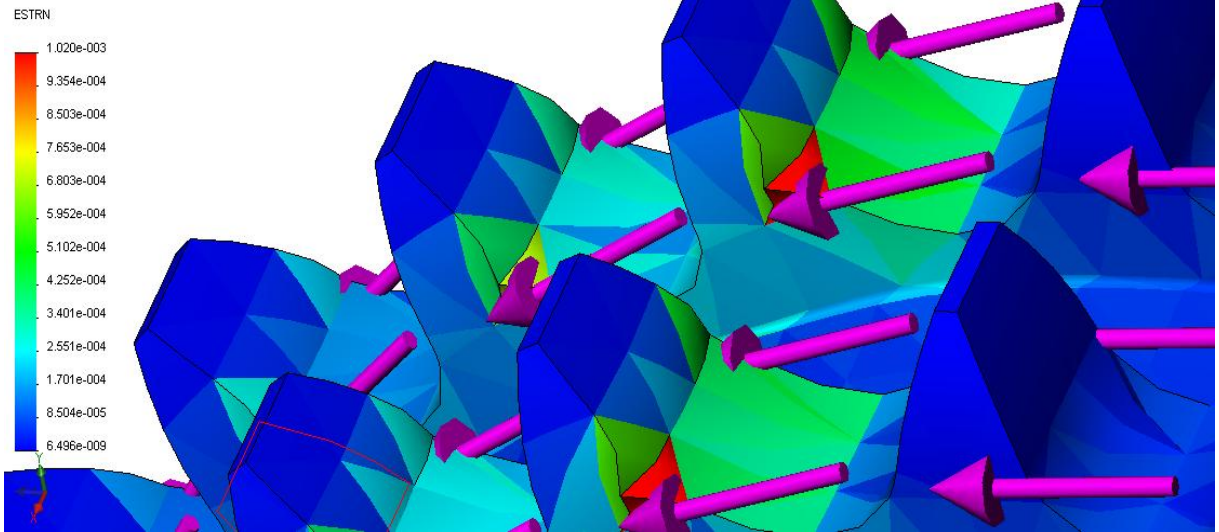


Roue du convoyeur-Etude de la roue du convoyeur-Déplacements-Déplacements1



Roue du convoyeur-Etude de la roue du convoyeur-Déformations-Déformations1

Nom du modèle: roue du convoyeur
 Nom de l'étude: Etude de la roue du convoyeur
 Type de tracé: Déformation statique Déformations1
 Echelle de déformation: 399.205

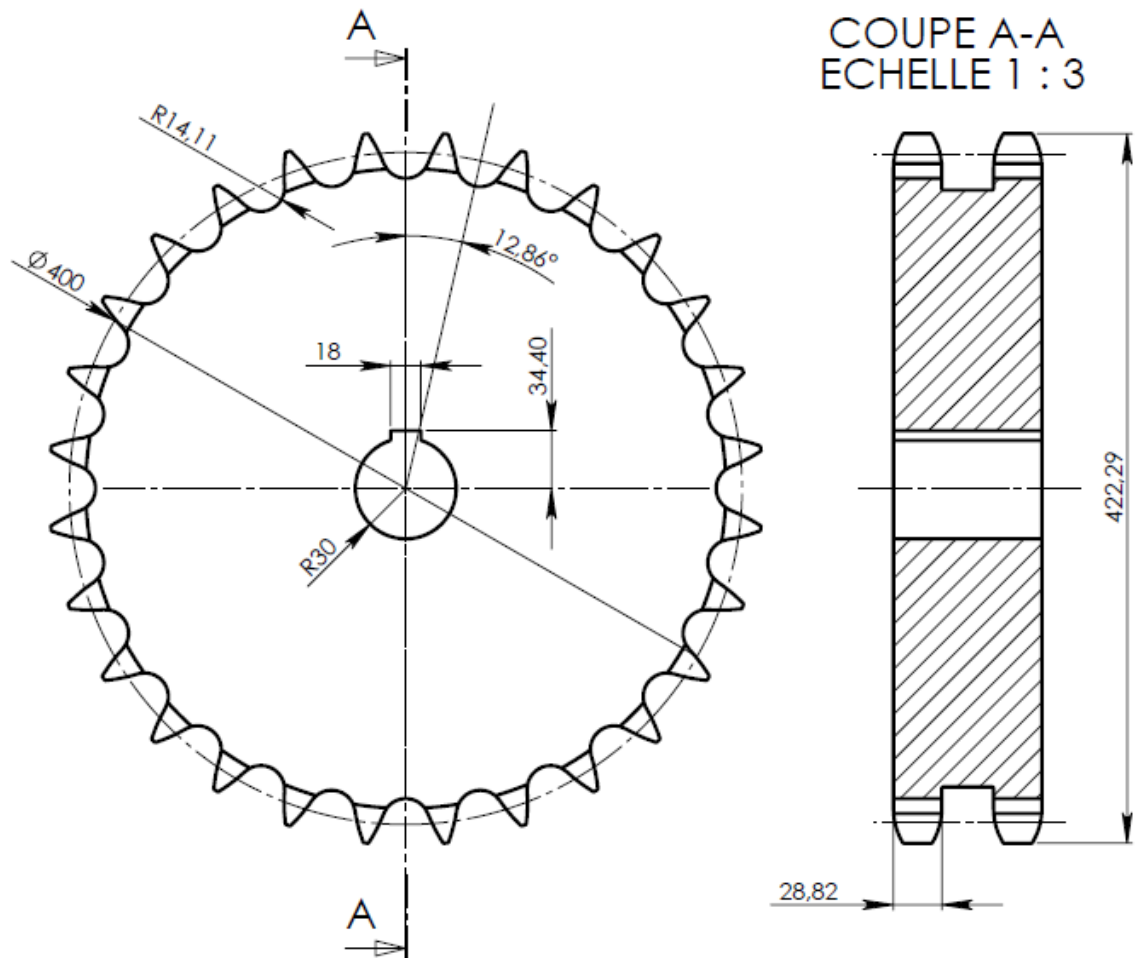


IV.1.8- Annexe:

Nom du matériau:	[SW]Acier allié inoxydable
Source Matériau:	Matériau SolidWorks utilisé
Nom de la bibliothèque de matériaux:	Matériaux SolidWorks
Type de modèle de matériau:	Linéaire élastique isotropique

Nom de la propriété	Valeur	Unités	Type de valeur
Module d'élasticité	1.9e+011	N/m ²	Constante
Module de cisaillement	7.8e+010	N/m ²	Constante
Masse volumique	7300	kg/m ³	Constante
Limite de traction	4.4808e+008	N/m ²	Constante
Limite d'élasticité	2.4128e+008	N/m ²	Constante

La mise en plan de la roue:



IV.2- Analyse statique de Pièce1:

IV.2.1- Informations sur les fichiers:

Nom du modèle:	Pièce1
Emplacement du modèle:	C:\Users\pc abda\Desktop\roue du convoyeur\Pièce1.SLDPRT
Nom de l'étude:	Plaque (-Défaut-)

IV.2.2- Matériaux:

No.	Nom de la pièce	Matériaux	Masse	volumique
1	Pièce1	[SW]Acier allié	0.0514434 kg	6.68096e-006 m ³

IV.2.3- Informations sur les chargements et les déplacements imposés:

Déplacements imposés		
Déplacement imposé1 <Pièce1>	sur 1 Face(s) Fixe.	
Chargements		
Force-1 <Pièce1>	sur 1 Face(s) appliquer force -9137.8 N Normal au plan selon le plan de référence sélectionné Plan de droite avec une distribution uniforme	Chargement séquentiel

IV.2.4- Propriété d'étude:

Informations sur le maillage	
Type de maillage:	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Maillage lissé:	Activé(e)
Vérif. du Jacobien:	4 Points
Taille de l'élément:	2.3738 mm
Tolérance:	0.11869 mm
Qualité:	Haute
Nombre d'éléments:	4147
Nombre de noeuds:	6869
Durée de création du maillage (hh;mm;ss):	00:00:03

Informations sur le solveur	
Qualité:	Haute
Type de solveur:	FFEPlus
Option:	Effets thermiques inclus
Option thermique:	Température de référence à déformation nulle: 298 KelIVn

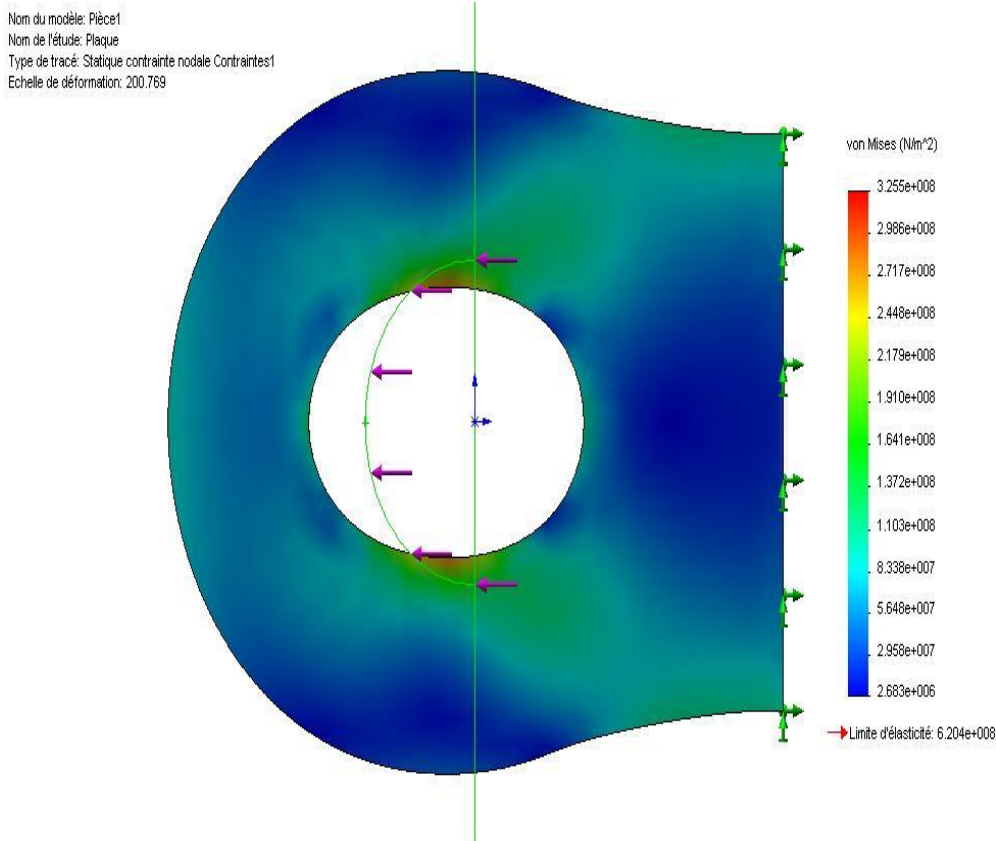
IV.2.5- Contact:

Etat du contact: faces en contact - Solidaires

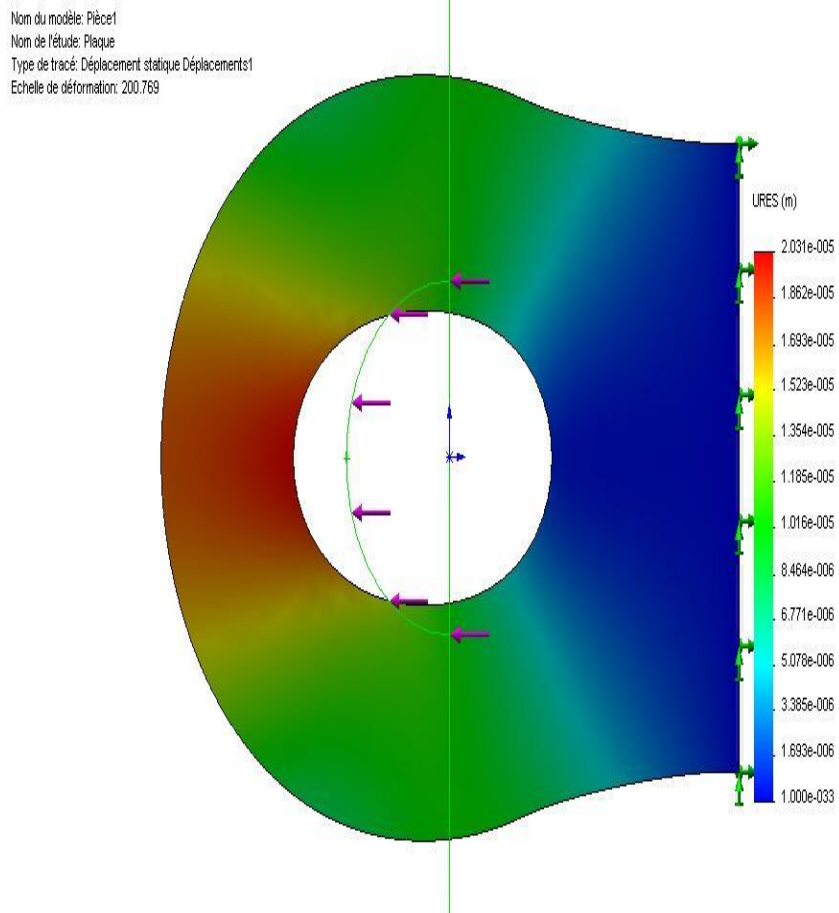
IV.2.6- Résultats:

Nom	Type	Min	Emplacement	Max	Emplacement
Contraintes1	VON: contrainte de von Mises	2.68345e+006 N/m ² Noeud: 4788	(14.5203 mm, -0.124673 mm, 5.36945 mm)	3.25453e+008 N/m ² Noeud: 114	(0 mm, 7.95 mm, 4.23333 mm)
Déplacements1	URES: Déplacement résultant	0 m Noeud: 156	(22.25 mm, -14.1035 mm, 6.35 mm)	2.03125e-005 m Noeud: 106	(-7.95 mm, 9.73562e- 016 mm, 0 mm)
Déformations1	ESTRN: Déformation équivalente	9.76212e-006 Elément: 1621	(14.0414 mm, 0.0457109 mm, 0.54717 mm)	0.00109802 Elément: 3114	(-0.862498 mm, -8.18761 mm, 3.45127 mm)

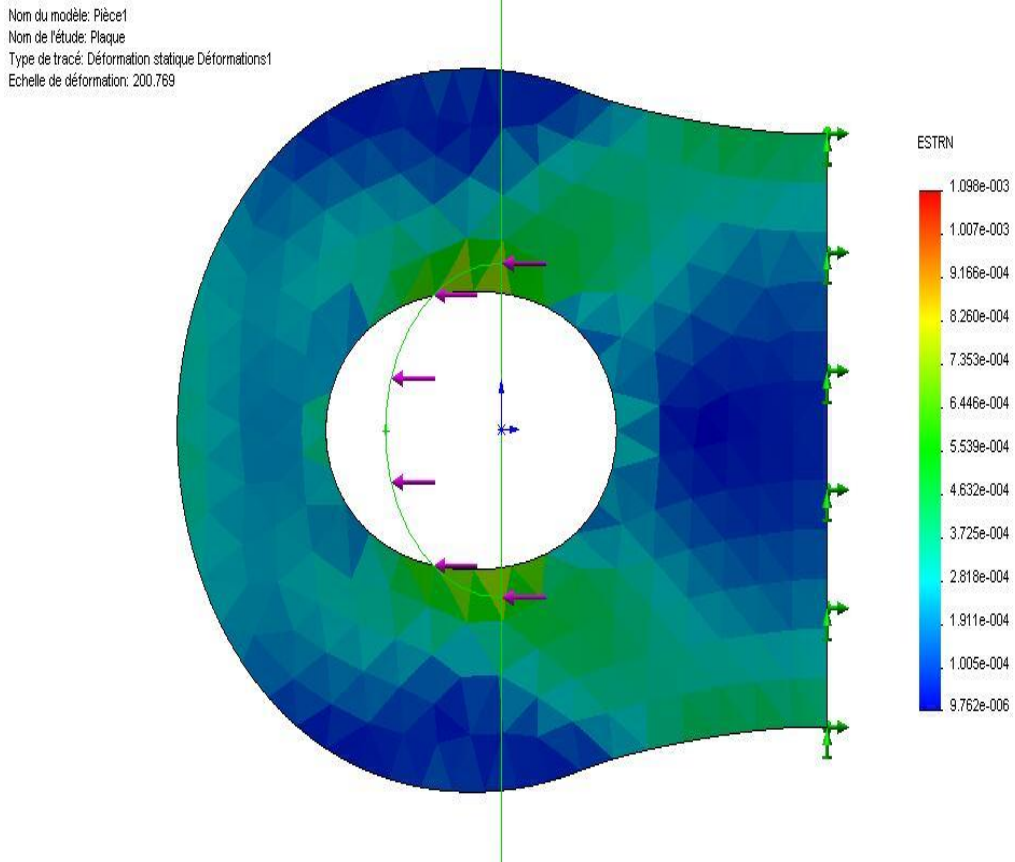
Pièce1-Plaque-Contraintes-Contraintes1



Pièce1-Plaque-Déplacements-Déplacements1



Pièce1-Plaque-Déformations-Déformations1



Nom du matériau:		[SW]Acier allié	
Source Matériau:		Matériau SolidWorks utilisé	
Nom de la bibliothèque de matériaux:		solidworks materials	
Type de modèle de matériau:		Linéaire élastique isotropique	
Nom de la propriété	Valeur	Unités	Type de valeur
Module d'élasticité	2.1e+011	N/m ²	Constante
Module de cisaillement	7.9e+010	N/m ²	Constante
Limite de traction	7.2383e+008	N/m ²	Constante
Limite d'élasticité	6.2042e+008	N/m ²	Constante

Conclusion

Chaque maillon, pendant une révolution complète de la chaîne, subit le cycle d'efforts suivant :

- dans le brin mou, le maillon n'est soumis qu'aux efforts caténaire et centrifuge ;
- sur le pignon mené, il se charge progressivement de l'effort utile ;
- dans le brin tendu, il est soumis aux efforts utiles, centrifuge et caténaire ;

L'effet caténaire a une grande influence sur la résistance des éléments de la chaîne.

La forme polygonale de la roue provoque des variations de vitesse et d'efforts à chaque engrenement d'une articulation.

L'effet polygonal de la roue peut être minimisé, en augmentant le nombre de dents, mais reste inévitable, provoquant des vibrations nuisible au convoyeur, qui mérite une étude.

Une simulation par COSMOSWORKS fut utilisée pour bien monter notre travail.

Bibliographie

Bibliographie

[1] **Gérard Eusebio**, Manutention Continue-introduction technique de l'ingénieur, Ag7511, 12/09/2014.

[2]**Christian Buist Ing**, Conception Optimale Automatisée Des Chaines De Convoyeur Et D'élévateur, Université du Québec à Trois-Rivières, 2002.

[3] **Bernard KOHLER**, Edgard SZTRYGLER, Chaînes mécaniques, Techniques De L'ingénieur, b5650, 20/11/2012.

[4]**Notes Techniques** da la marque ZMC Italie.