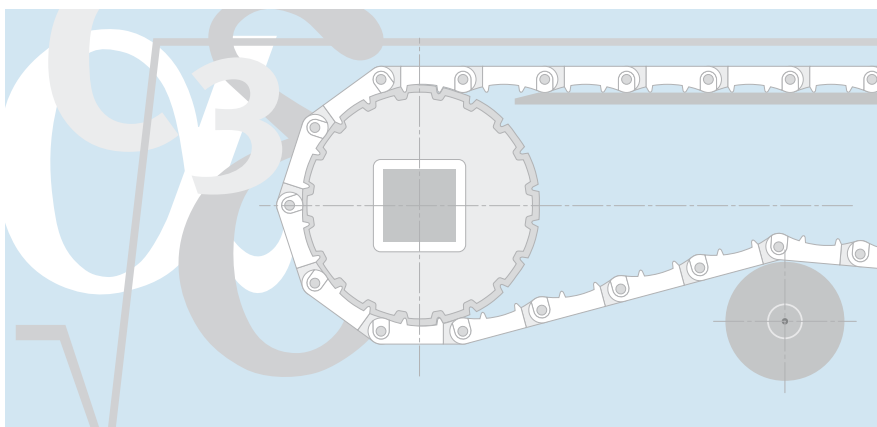


# siegling prolink

bandes modulaires

## Recommandations pour la construction d'installations/calcul



La documentation Nr. 800 ainsi que les fiches techniques des différentes séries contiennent des informations détaillées sur les bandes modulaires Siegling Prolink.

### Sommaire

Support de la bande	2
Arbres	3
Convoyeurs standard	5
Convoyeurs réversibles	6
Convoyeurs inclinés	7
Géométrie des convoyeurs courbes	9
Convoyeurs hélicoïdaux	10
Informations complémentaires/ Influence de la température	11
Calcul	12

# Support de la bande

## Sole de glissement

Le support de la bande peut s'effectuer par:

- Une sole de glissement possédant une surface pleine en acier ou en matière plastique (matériaux conseillés: PE 500 ou PE 1000). Ce support est recommandé pour les installations à charges élevées.
- Des glissières rectilignes et parallèles (Cf figures 1 et 2) en acier ou en matière plastique. Il s'agit d'une solution économique pour des applications à charges faibles, car l'usure de la bande est limitée aux zones de contact entre les glissières et la bande. Des écarts entre glissières compris entre 120 et 150 mm environ dans le brin supérieur, et 200 mm environ dans le brin inférieur sont conseillés.
- Des glissières en chevrons avec chevauchements (Cf figure 3/4) permettant de soutenir la bande sur toute sa largeur, et donc de répartir uniformément l'usure. Elles sont recommandées pour des charges élevées.
- Dans la zone courbe, la bande appuie contre les rails latéraux en matière plastique (matériaux conseillés: PE 1000 ou un plastique possédant des propriétés lubrifiantes) situés sur un rayon intérieur (Cf figure 5).

Des glissières appropriées en matière plastique sont disponibles dans le commerce. La largeur des glissières doit être comprise entre 30 et 40 mm, alors que leur épaisseur dépend de la hauteur des têtes de vis.

Important: les plages de températures admissibles (Cf informations du constructeur) doivent correspondre aux conditions de service prévues. Le constructeur doit également indiquer les données relatives aux résistances chimiques.

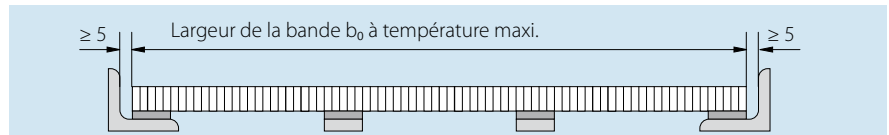


Figure 1 (Cf également «Influence de la température» p. 11)

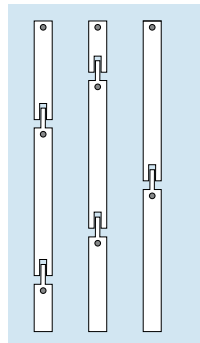


Figure 2

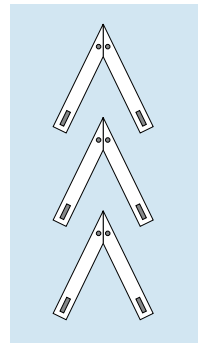


Figure 3

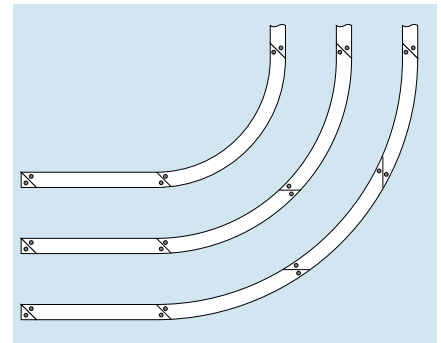


Figure 4

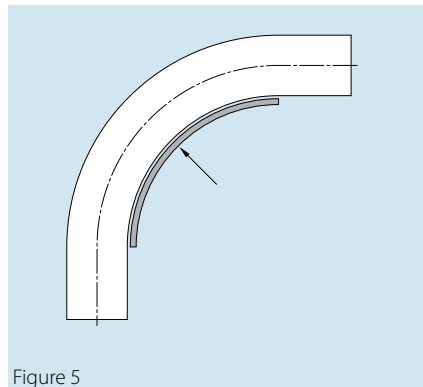


Figure 5

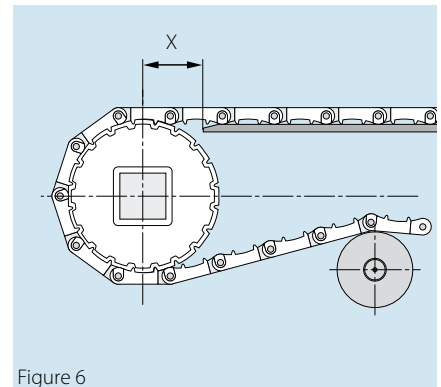


Figure 6

Lors de la fixation des glissières, il convient également de tenir compte de la dilatation ou la rétraction thermique. Ces effets peuvent être supprimés en adaptant les écarts entre glissières ou en les perforant de trous oblongs (Cf chapitre «Influence de la température»).

- la valeur  $X \leq 1,5 \times$  le pas du module
- disposer le rouleau de pincement de telle sorte que l'arc embrassé sur l'arbre d'entraînement et le rouleau de renvoi soit  $\geq 180^\circ$  (sauf si l'entr'axes (e) est  $\leq 2000$  mm, puisqu'il n'est pas nécessaire d'avoir des rouleaux dans le brin inférieur).

## Rouleaux porteurs

En général, des rouleaux porteurs dans le brin supérieur sont déconseillés, car la flèche inévitable de la bande entre les rouleaux et l'effet polygonal (Cf page 11) du groupe d'entraînement feraient basculer les produits transportés, et causeraient divers problèmes. Il est cependant possible d'en utiliser pour la manutention de produits en vrac.



## Arbre d'entraînement

Dans la majeure partie des cas, un arbre d'entraînement de section carrée est conseillé. L'avantage principal réside dans le fait que cette conception assure une transmission de puissance par entraînement mécanique, sans rainure, ni ressort et permet d'économiser des frais d'usinage supplémentaires. En outre, la forme carrée facilite le déplacement latéral des pignons dentés en cas de variations thermiques.

Seules les bandes étroites à faible charge permettent l'utilisation d'arbres de section ronde munis de ressorts sur mesure. Les pignons alésés avec rainures de clavetage sont réalisables en exécution spéciale.

## Fixation des pignons dentés

Normalement un seul pignon denté fixé sur l'arbre d'entraînement ou sur l'arbre de renvoi (de préférence au milieu) suffit. La conception même du pignon denté assure le guidage mécanique de la bande.

Les exemples ci-contre schématisent les deux façons possibles de fixer un pignon denté.

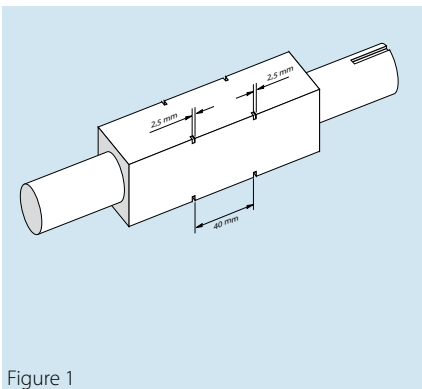


Figure 1  
Arbre de section 40 x 40 mm  
Fixation du pignon denté par un collier répondant à la norme DIN 471 (circlips), d = 56 mm

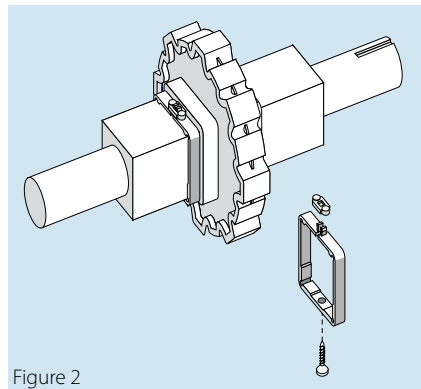


Figure 2  
Colliers de fixation autobloquants en matière plastique, pouvant être fournis avec les pignons dentés dans les dimensions standard. Les colliers de fixation doivent être maintenus par une vis supplémentaire pour éviter tout déplacement latéral, par exemple en raison des forces transversales élevées, des variations de température, etc.

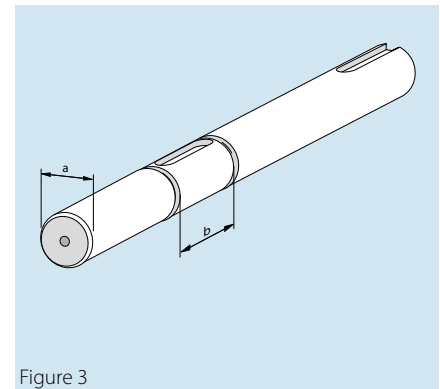


Figure 3  
Pour le diamètre des arbres et la largeur des moyeux des pignons dentés, veuillez vous reporter à la fiche technique PL 04. La fixation du pignon denté s'effectue par un collier répondant à la norme DIN 471 (circlips).

## Fléchissement des arbres

Les bandes de grandes largeurs et/ou soumises à des forces de traction élevées peuvent engendrer un fléchissement des arbres très important, et empêcher ainsi l'engrènement correct dans la zone d'entraînement, les risques étant un effort irrégulier sur les dents du pignon et un éventuel désengrènement en cas de sollicitations.

La valeur limite admissible est l'angle d'engrènement  $\alpha_Z$  qui dépend de la géométrie de la denture et du module. Pour les bandes linéaires Siegling ProLink elle est de  $1,2^\circ$ .

Si les valeurs limites sont dépassées, il faut prévoir des paliers intermédiaires supplémentaires ou choisir une section d'arbre plus importante.

On calcule l'angle d'engrènement  $\alpha_Z$  selon la formule

$$\alpha_Z = \arctan\left(\frac{y_W}{1} \cdot 2\right)$$

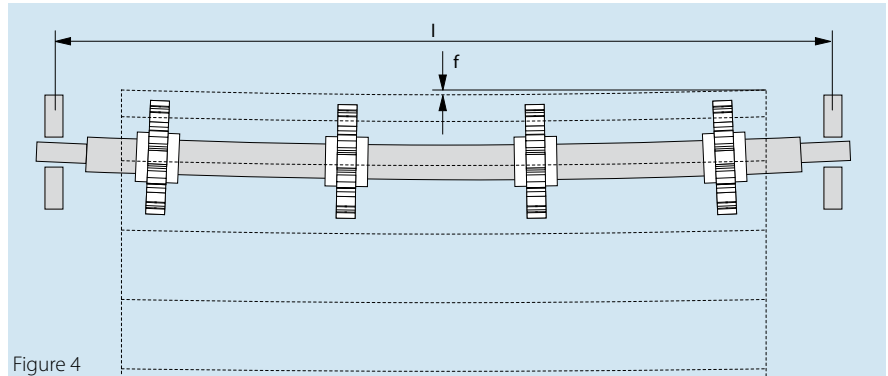
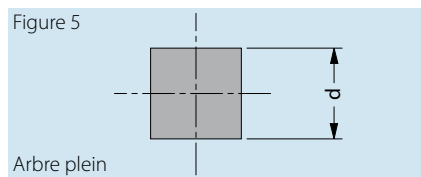


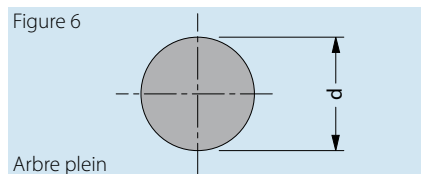
Figure 4

Le fléchissement des arbres  $y_W$  se calcule selon la formule suivante:



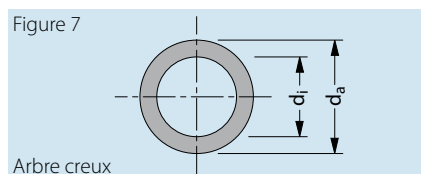
Arbre plein

$$y_W = 0,156 \frac{F_W \cdot l^3}{E \cdot d^4} \quad [\text{mm}]$$



Arbre plein

$$y_W = \frac{80 \cdot F_W \cdot l^3}{E \cdot d^4 \cdot \pi \cdot 96} \quad [\text{mm}]$$



Arbre creux

$$y_W = \frac{80 \cdot F_W \cdot l^3}{96 \cdot E \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot \pi} \quad [\text{mm}]$$

- $F_W$  = Force résultante sur arbres [N]
- $l$  = Écart entre axes des paliers [mm]
- $E$  = Module d'élasticité de l'arbre [N/mm<sup>2</sup>] (ex. pour acier =  $2,1 \cdot 10^5$  N/mm<sup>2</sup>)
- $d$  = Section de l'arbre carré [mm]
- $d, d_i, d_a$  = Diamètre de l'arbre [mm]
- $y_W$  = Fléchissement des arbres

# Convoyeurs standard

## Flèche de la bande/ Compensation des variations de longueur de la bande

Les variations de longueur de la bande ont pour origine:

- La dilatation ou la rétraction de la bande sous l'effet de la température,
- L'usure des barres d'accouplement et l'agrandissement des trous de passage après un certain temps de fonctionnement (contrainte de pression sur la paroi du trou. Un agrandissement des trous de 0,5 mm sur un module de 50 mm signifie un allongement de la bande de 1%).

Il est donc recommandé de ne pas soutenir la bande dans le brin inférieur et d'utiliser la flèche qui en résulte pour compenser les variations de longueur. S'assurer constamment que l'engrènement entre les pignons dentés et la bande se fasse correctement. Ci-dessous quelques exemples:

- Bande transporteuse pour faible entr'axes (fig. 1)
- Bande transporteuse pour entr'axes moyen ( $\leq 4000$  mm env.)(fig. 2)
- Bandes transporteuses pour entr'axes élevé: Entr'axes  $> 20\ 000$  mm et vitesse faible, Entr'axes  $< 15\ 000$  mm et vitesse élevée. (fig. 3)

Une autre solution consiste en la mise en place d'un dispositif de tension correspondant à la puissance (par exemple un rouleau à contre-poids). Il devra se situer le plus près possible de l'arbre d'entraînement puisque le dispositif de tension doit assurer une tension régulière du brin inférieur et, donc un engrènement correct entre le pignon denté et la bande (fig. 4).

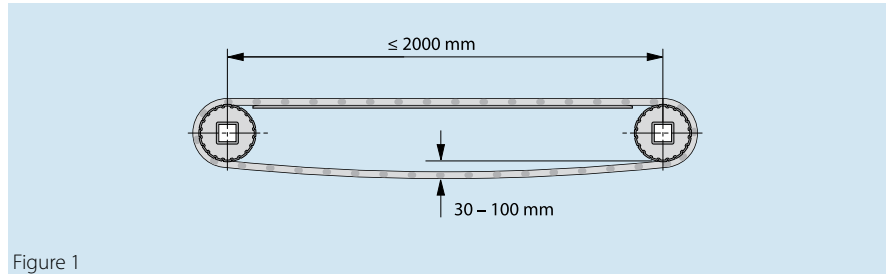


Figure 1

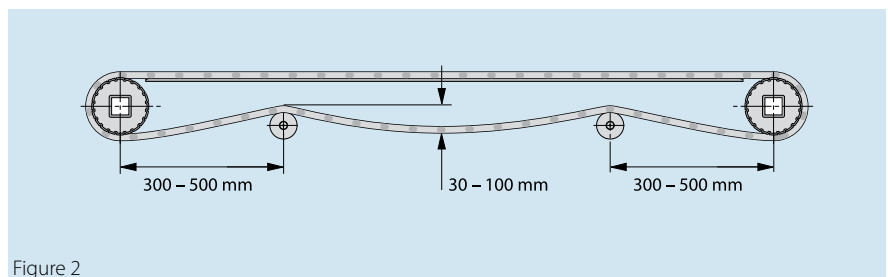


Figure 2

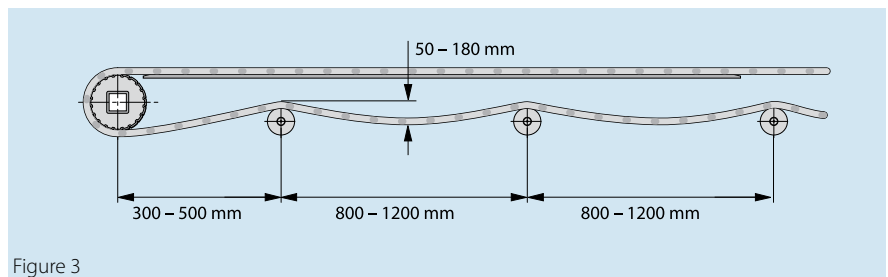


Figure 3

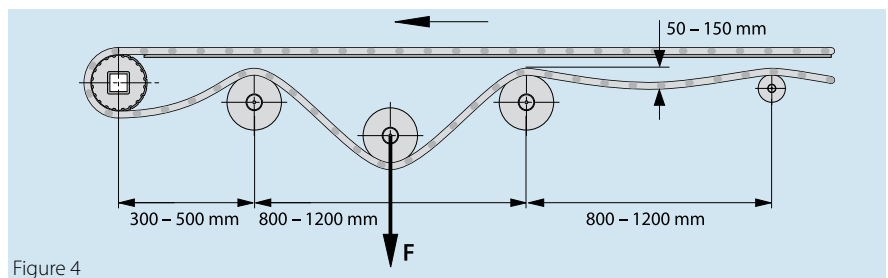


Figure 4

Pour les séries 1 et 3 nous conseillons un contre-poids de diamètre 150 mm et d'un poids d'env. 30 kg/m de largeur de bande.

Pour les séries 2 et 4.1 nous conseillons un contre-poids de diamètre 100 mm et d'un poids d'env. 15 kg/m de largeur de bande.

Pour la série 6.1 nous conseillons un contre-poids de diamètre 100 mm et d'un poids d'env. 60 kg/m de largeur de bande.

# Convoyeurs réversibles

## Entraînement aux deux extrémités

Avantage: faible tension dans le brin inférieur permettant une force résultante sur arbres plus faible.

Inconvénient: coûts plus élevés à cause du moteur supplémentaire et de la commande électronique. Cette construction semble encore la meilleure solution pour des installations importantes avec des charges relativement élevées.

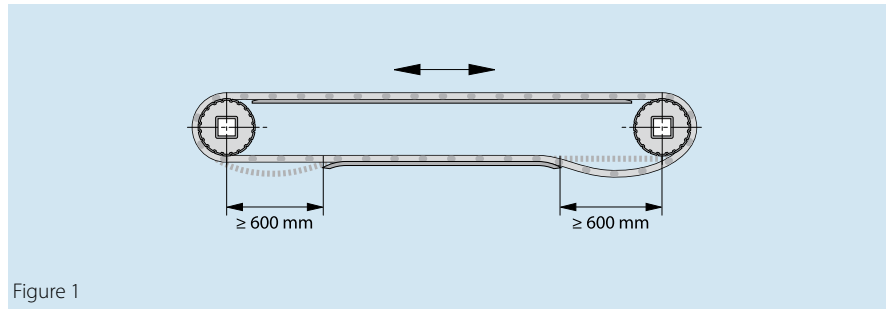


Figure 1

## Entraînement central

En fonctionnement réversible, l'arbre d'entraînement doit se situer si possible au centre. Prévoir, à gauche et à droite du groupe d'entraînement, des zones pour la flèche de la bande; elles sont nécessaires pour assurer la tension du brin demandée. Un arc embrassé de 180° à l'entraînement favorise l'engrènement, et ainsi une transmission de puissance sûre dans les deux sens.

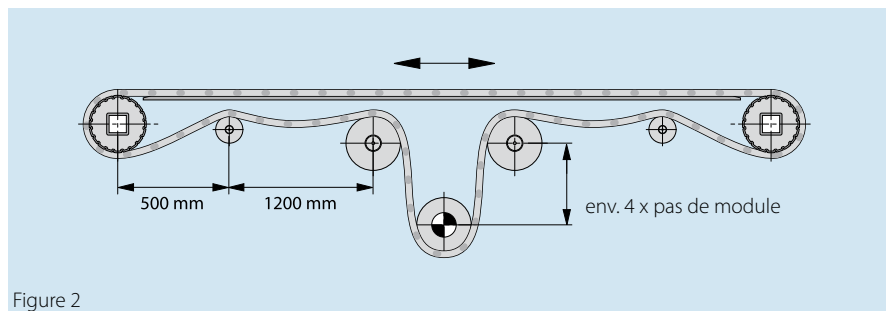


Figure 2

Avec un entraînement central, les arbres situés à chaque extrémité du convoyeur sont soumis à un effort plus important puisque la force tangentielle s'exerce en tension non seulement dans le brin supérieur mais également dans le brin inférieur. Pour le calcul du fléchissement, prévoir environ deux fois la valeur de la force tangentielle.

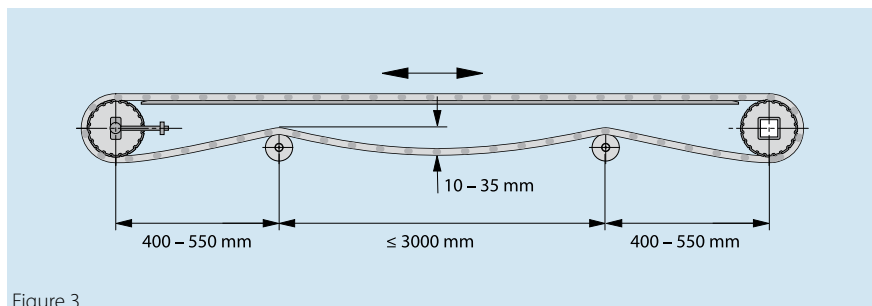


Figure 3

## Entraînement à une extrémité (tiré ou poussé)

Lorsque l'entraînement se fait par l'arbre de tête, l'installation se comporte comme un convoyeur classique. C'est seulement en cas d'inversion du sens de rotation que l'entraînement se fait par l'arbre de pied et que le groupe d'entraînement doit pousser la bande en charge. Si la tension dans le brin retour est inférieure à celle du brin supérieur, il y a un risque de désengrènement.

La valeur de référence pour la tension du brin inférieur est d'env. 1,2 à 1,3 x  $F_U$ .  
Il en découle forcément une charge totale sur arbres supérieure.

$$F_W \approx 2,2 - 2,3 \times F_U$$

# Convoyeurs inclinés

## Transport ascendant

Dans la majeure partie des cas, nous recommandons:

- D'entraîner exclusivement avec l'arbre de tête c'est-à-dire avec l'arbre situé en haut.
- Plus l'angle d'inclinaison est élevé, plus la tension du brin inférieur (produite par la flèche de la bande) diminue, si bien qu'il faudra toujours prévoir un système de tension lié à l'arbre et à la puissance sur l'arbre inférieur.
- Dans le cas de pignons dentés situés dans les cols de cygne en haut, ne pas fixer les pignons dentés du centre,
- Dans le cas de rouleaux situés dans les cols de cygne en haut, le rayon mini devra être de 80 mm environ,
- Dans le cas de patins ou de rails, le rayon devra être le plus grand possible pour réduire au maximum l'usure. Le rayon mini recommandé est d'env. 150 mm. La largeur des patins ne devrait pas être inférieure à 30 mm.
- Dans le cas où la largeur de bande est supérieure à 600 mm, prévoir des supports sur la surface de la bande ou sur les glissières dans le brin inférieur.

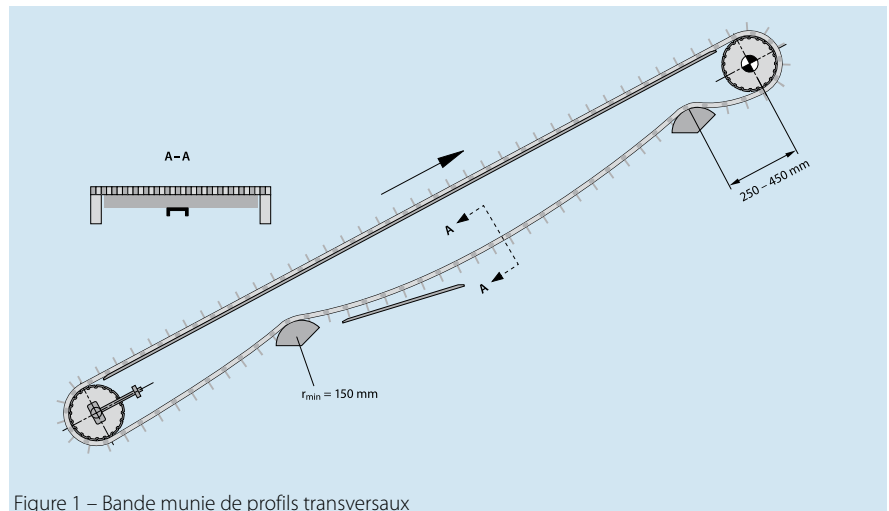


Figure 1 – Bande munie de profils transversaux

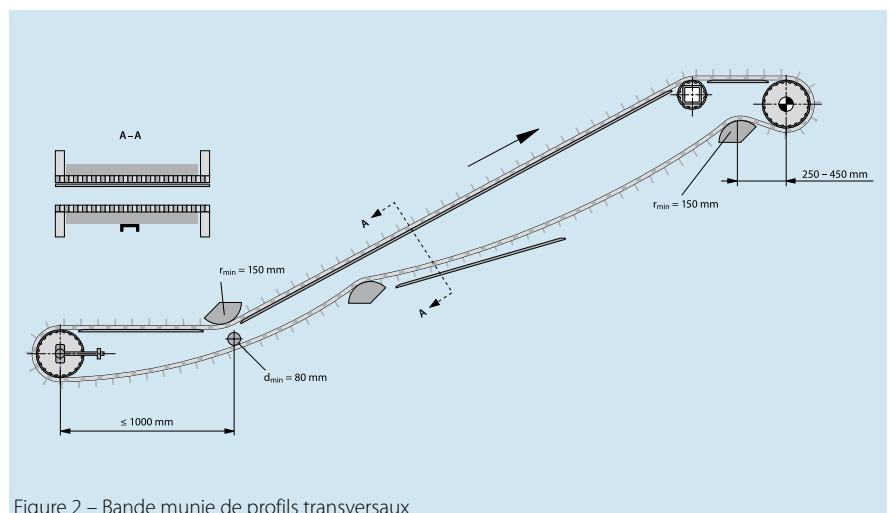


Figure 2 – Bande munie de profils transversaux

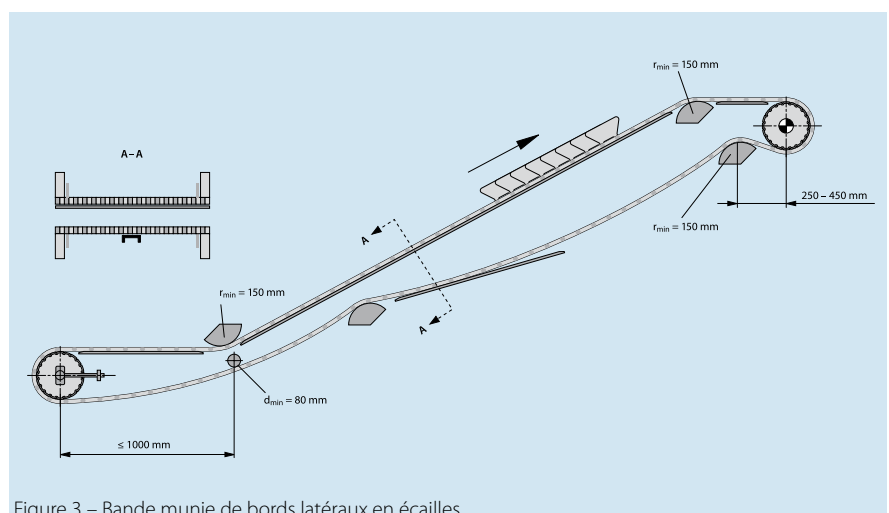


Figure 3 – Bande munie de bords latéraux en écailles

## Transport descendant

Pour cette configuration, un dispositif d'entraînement en pied est possible s'il existe un système de tension actif et lié à la puissance à l'arbre de renvoi inférieur (par exemple un système à contre-poids, à ressorts ou pneumatique). Sinon, se référer aux recommandations générales ci-dessus.

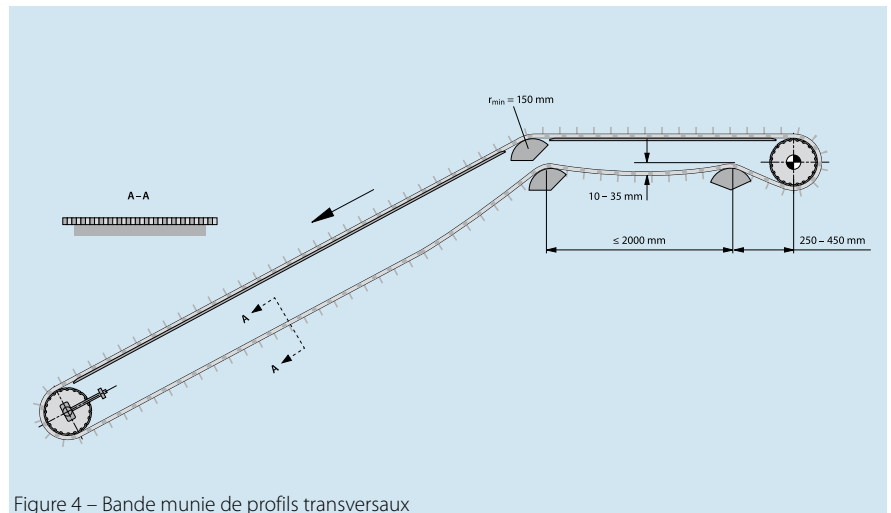


Figure 4 – Bande munie de profils transversaux

# Géométrie des convoyeurs courbes

## Pignons dentés (sens de rotation)

L'engrènement doit s'effectuer aux endroits de la bande indiqués par les flèches. (fig. 1)

## Rayon intérieur

Rayon intérieur  $r_{\min}$  Siegling Prolink:  
 $r_{\min} = 2 \times b_0$

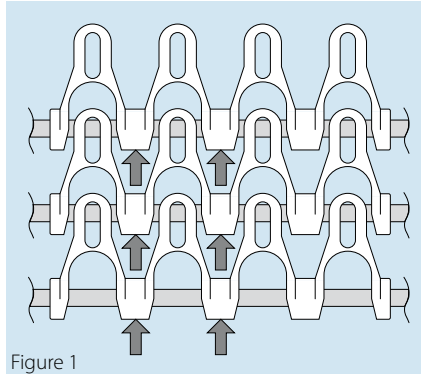


Figure 1

## Tension de la bande

Pour obtenir la tension correcte de la bande, trois méthodes sont possibles:

- dispositif de tension sur l'arbre
- dispositif de tension à contre-poids
- flèche de la bande dans le brin inférieur près de l'arbre d'entraînement

## Géométrie des convoyeurs courbes

Si pour des raisons de place, la conception des convoyeurs est différente des schémas ci-dessous, veuillez nous contacter.

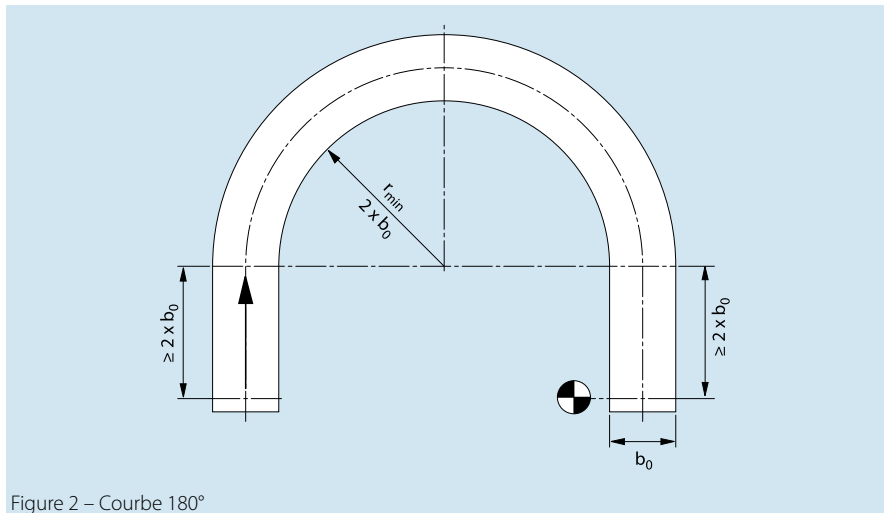


Figure 2 – Courbe 180°

Figure 4 – Courbe en forme de S

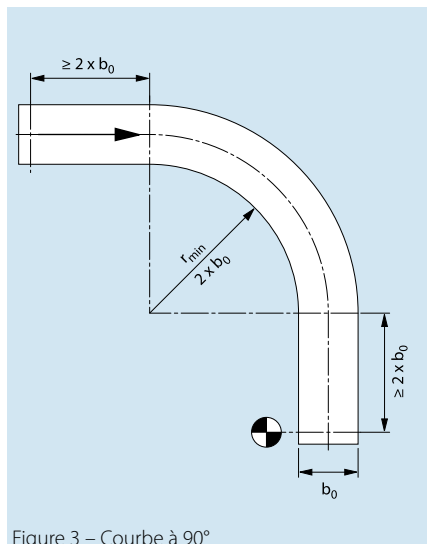
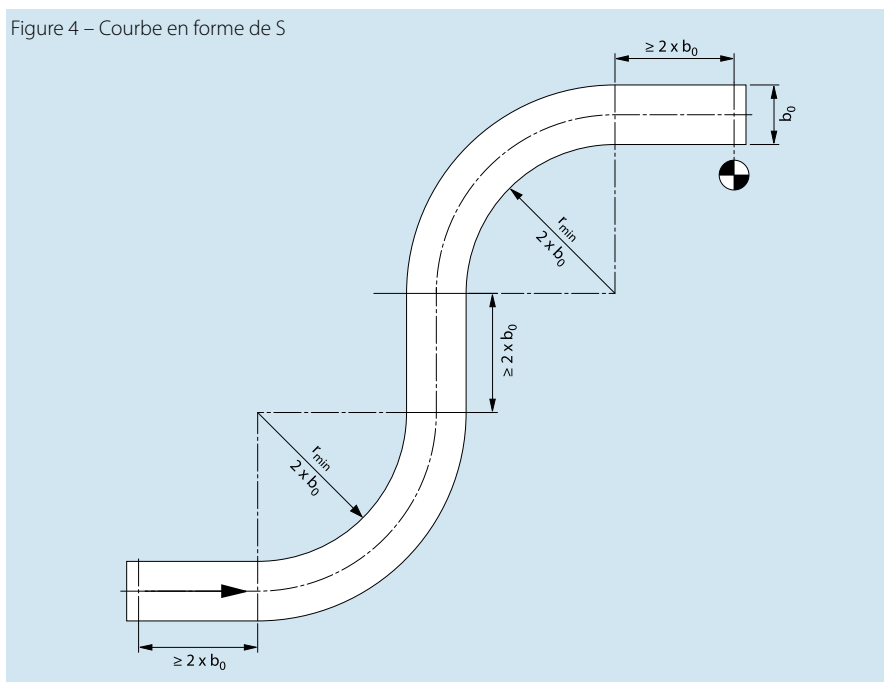


Figure 3 – Courbe à 90°

# Convoyeurs hélicoïdaux

## Conceptions possibles d'installations

Figure 1:  
exemple de transport descendant entre deux unités de production situées à des niveaux différents.

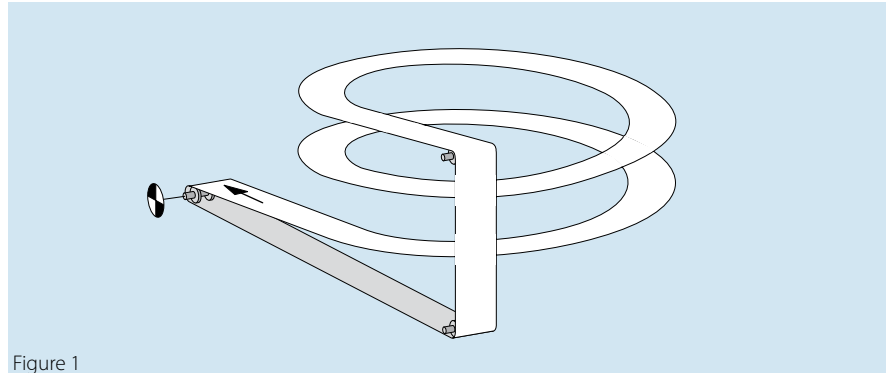


Figure 1

Figure 2:  
Dans le cas de transport ascendant, le groupe d'entraînement doit se situer en sortie (bande tirée). Veiller que l'arc embrassé à l'arbre d'entraînement fasse env. 180°. Une conception similaire (sans tambour-cage central) ne doit pas comporter plus de 2 ou 3 spires.

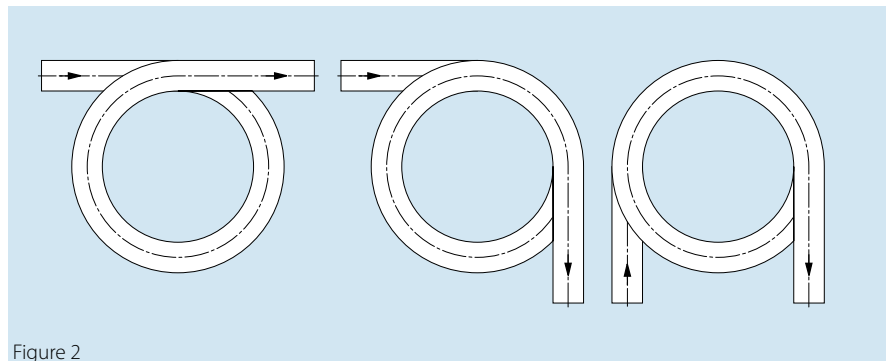


Figure 2

Figure 3:  
Le tambour-cage central constitue le système d'entraînement principal et comporte en règle générale plusieurs barreaux verticaux. Le rayon interne de la bande courbe appuie contre le tambour-cage central. L'entraînement de la bande courbe s'effectue par friction entre la bande et le tambour-cage central. En outre, le sens de rotation du tambour-cage central permet un transport ascendant ou descendant. Le groupe d'entraînement et le système de tension schématisés ci-dessus assurent la tension nécessaire de la bande. La vitesse de l'arbre-moteur doit correspondre à la vitesse du tambour-cage central. Le système de tension doit permettre un réglage correspondant à 1% de la longueur de la bande. Le support de la bande peut s'effectuer par des glissières comme décrit en page 2.

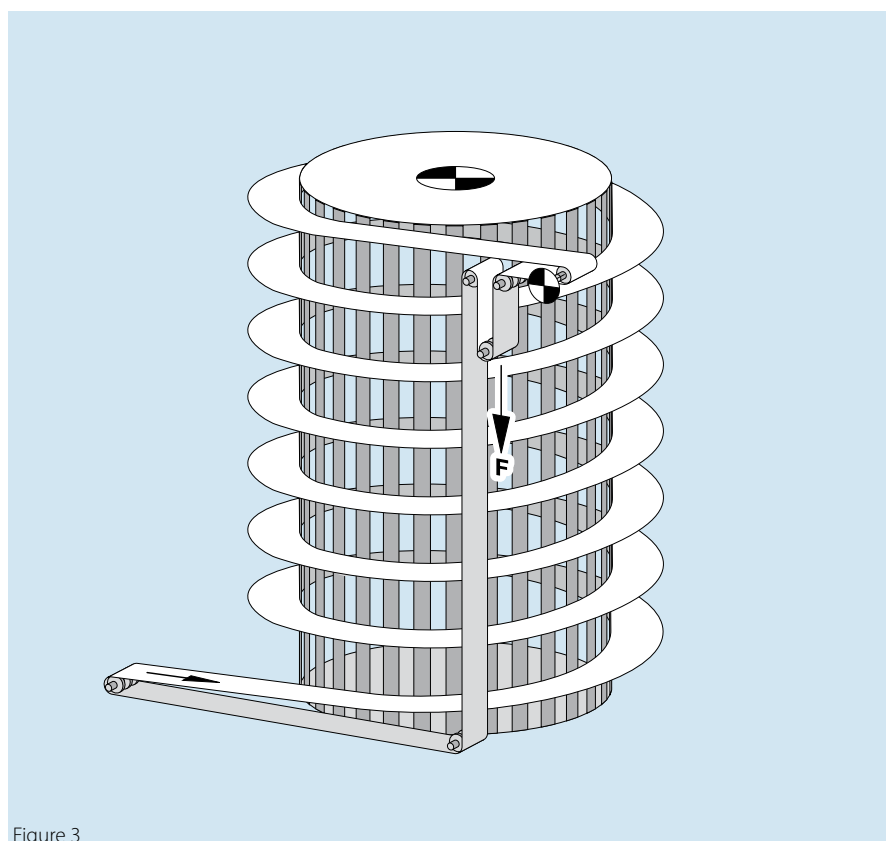


Figure 3

# Informations complémentaires

## Influence de la température

La température exerce une influence plus ou moins importante sur les matières plastiques. Le constructeur devra donc tenir compte des déformations longitudinales et latérales de la bande dans la conception de son convoyeur lorsque la température de service est différente de la température ambiante. Cela concerne notamment la flèche de la bande dans le brin inférieur et le jeu latéral sur le bâti du convoyeur.

Matériau	Coefficient de dilatation thermique a [mm/m/°C] *
Polyéthylène PE	0,21
Polypropylène PP	0,16
Polyacétal POM	0,12
Polyamide PA	0,07
PE 500	0,16
PE 1000	0,16

\* Valeurs moyennes pour la plage de température admissible

Calcul des déformations longitudinales et latérales

$$\Delta l = l_0 \cdot (t_2 - t_1) \cdot a$$

$$\Delta b = b_0 \cdot (t_2 - t_1) \cdot a$$

Exemple de calcul:

Température ambiante: 20°. Transport de produits chauds: température de service: 90°C. Longueur de la bande: 30 000 mm. Largeur de la bande: 1 000 mm. Matériau de la bande: polypropylène.

$$\Delta l = 30 \cdot (90 - 20) \cdot 0,16$$

$$\Delta l = 336 \text{ mm}$$

$$\Delta b = 1 \cdot (90 - 20) \cdot 0,12$$

$$\Delta b = 11,4 \text{ mm}$$

Dans ce cas, l'allongement de la bande (336 mm) est non négligeable. Il convient donc de prendre des précautions lors de la construction au niveau du brin inférieur pour compenser la flèche de la bande, et de concevoir le bâti du convoyeur plus large pour compenser le supplément de largeur.

Une bande fonctionnant à des températures inférieures à 0°C se rétracte longitudinalement et latéralement. En tenir compte également lors de la construction de l'installation.

$\Delta l$  = Déformation longitudinale en mm  
+ = dilatation  
- = rétraction

$l_0$  = Longueur de la bande à température initiale en m

$b_0$  = Largeur de la bande à température initiale en m

$t_2$  = Température de service en °C

$t_1$  = Température initiale en °C

$a$  = Coefficient de dilatation thermique en mm/m/°C

## Effet polygonal

L'effet polygonal est caractéristique des bandes, chaînes, etc, entraînées par pignon denté. Le fait qu'un module se soulève puis descende pendant l'engrènement modifie la vitesse linéaire de la bande. Le nombre de dents du pignon denté exerce une influence décisive sur ces variations de vitesse périodiques. Plus le nombre de dents est élevé, plus la variation de vitesse est faible.

Concrètement, cela signifie qu'il faudra choisir un nombre de dents le plus élevé possible pour éviter par exemple le basculement du produit transporté ou dans d'autres cas, pour avoir une vitesse de bande régulière.

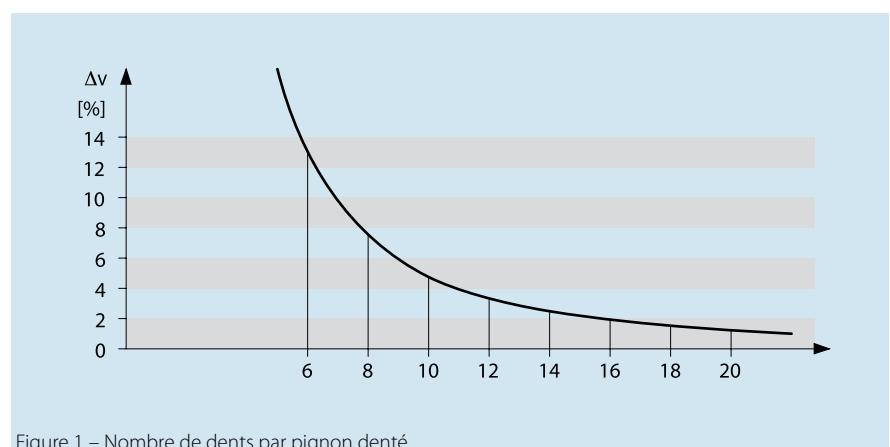


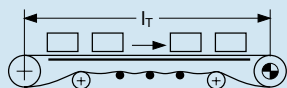
Figure 1 – Nombre de dents par pignon denté

# Calcul

## Signification des abréviations

Désignation	Abréviation	Unité de mesure
Force tangentielle	$F_U$	N
Force d'entraînement	$F_B$	N
Force résultante sur arbre	$F_W$	N
Puissance absorbée à l'arbre d'entraînement	$P_A$	kW
Coefficient de friction en accumulation	$\mu_{ST}$	-
Coefficient de friction en fonctionnement sur sole	$\mu_T$	-
Facteur de fonctionnement	$C_1$	-
Facteur d'influence de la température	$C_2$	-
Facteur de transmission	$C_3$	-
Accélération due à la pesanteur	g	9,81 m/s <sup>2</sup>
Longueur du convoyeur	$l_T$	m
Hauteur de dénivellation du convoyeur	$h_T$	m
Masse de la bande complète (voir fiche technique)	$m_B$	kg
Charge totale	m	kg
Masse totale de l'arbre d'entraînement	$m_W$	kg
Angle d'inclinaison de l'installation	$\alpha$	°
Largeur de la bande	$b_0$	mm
Vitesse de la bande	v	m/min

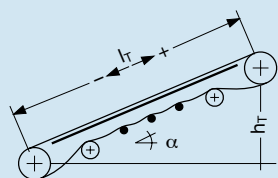
## Exemples de charge pour déterminer la force tangentielle $F_U$



# A

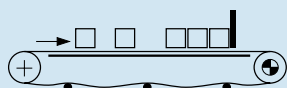
Suivant la construction de l'installation, utiliser pour le calcul de  $F_U$  une des 3 formules suivantes:

$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B) \quad [N]$$



$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B) + g \cdot m \cdot \sin \alpha \quad [N]$$

(+) ascendant  
(-) descendant



$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B) + \mu_{ST} \cdot g \cdot m \quad [N]$$

La masse totale des arbres en mouvement sur le brin inférieur n'est pas prise en compte.

## Coefficient de friction $\mu_T$ (valeurs indicatives) entre la sole et la bande

Les valeurs indiquées sont fixées pour des conditions idéales. Pour le fonctionnement dans d'autres conditions, on recommande de se baser sur des coefficients de friction plus importants.

Revêtement de la sole	Matériau de la bande					
	PE humide sec		PP humide sec		POM humide sec	
PE 500	déconseillé		0,12	0,10	0,08	0,08
PE 1000	0,33	0,25	0,14	0,12	0,10	0,10
Acier ou alliage	0,15	0,15	0,25	0,25	0,18	0,18

## Coefficient de friction $\mu_{ST}$ (valeurs indicatives) entre la surface de la bande et le produit en accumulation

Nature des produits transportés	Matériau de la bande					
	PE humide sec		PP humide sec		POM humide sec	
Acier	0,15	0,15	0,25	0,25	0,18	0,18
Verre	0,15	0,12	0,12	0,10	0,12	0,11
Plastique	0,10	0,10	0,15	0,12	0,15	0,12

Force d'entraînement  $F_B$

**B**

$$F_B = F_U \cdot \frac{C_1}{C_2}$$

[N]

Facteur de fonctionnement  $C_1$

<b>C<sub>1</sub></b>	
Fonctionnement régulier (démarrage à vide)	+ 1,0
Fonctionnement intermittent (démarrage sous charge)	+ 0,2
Entraînement poussé par arbre de pied	+ 0,2
Vitesse de la bande supérieure à 30 m/mn	+ 0,2
Convoyeur incliné ou en col de cygne	+ 0,4
	Total C <sub>1</sub> -----

Facteur d'influence  
de la température  $C_2$

Température [°C]	Matériau de la bande		
	PE	PP	POM
- 60	0,97	-	-
- 40	0,96	-	0,98
- 20	0,92	-	0,98
0	0,86	* -	0,97
+ 20	0,78	0,98	0,96
+ 40	0,70	0,95	0,96
+ 60	0,62	0,85	0,96
+ 80	-	0,65	0,75
+ 100	-	0,45	-

\* Eviter les chocs en cas de températures inf. à + 7 °C ; prévoir un démarrage à vide.

## Contrôle du choix de la bande Siegling Prolink

C

$$\frac{F_B}{b_0} = C_3 \leq C_3 \text{ max}$$

## Facteur C<sub>3</sub>

Type	Matériau		
	PP [N/mm]	PE [N/mm]	POM [N/mm]
S1	30	18	40
S2	5	3	7
S3	12	6	16
S4.1	4	2	6
S5, linéaire/courbe	18/1000 N	10/-	25/1800 N
S9, linéaire/courbe	22/1600 N	12/-	30/2800 N
S6.1	-	20	30/36*
S7	18	40	60/80*

\* en fonction de la barre d'accouplement et de la denture

## Nombre de pignons dentés sur l'arbre d'entraînement (valeurs indicatives)

Pour des entre axes importants le nombre de pignons dentés dépend aussi du rapport d'engrènement dents/module (c-à-d. de la longueur de bande).

C<sub>3</sub> ≤ 20 %

de C<sub>3</sub> max. L'entr'axes entre les pignons dentés doit donc être d'env. 160 mm

C<sub>3</sub> ≤ 40 %

de C<sub>3</sub> max. L'entr'axes entre les pignons dentés doit donc être d'env. 100 mm

C<sub>3</sub> ≤ 60 %

de C<sub>3</sub> max. L'entr'axes entre les pignons dentés doit donc être d'env. 80 mm

C<sub>3</sub> ≤ 80 %

de C<sub>3</sub> max. L'entr'axes entre les pignons dentés doit donc être d'env. 60 mm

C<sub>3</sub> > 80 %

de C<sub>3</sub> max. Veuillez nous consulter.

## Force résultante sur arbre F<sub>w</sub>

D

$$F_w \approx F_U \cdot C_1 + m_w \cdot g$$

[N]

## Puissance absorbée à l'arbre d'entraînement P<sub>A</sub>

E

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000 \cdot 60}$$

v en m/min

[kW]



En raison de la diversité des utilisations de nos produits ainsi que des données particulières respectives, nos instructions, indications et renseignements sur la qualification de ces derniers ne représentent que des directives générales et ne dégagent pas le client d'un essai et d'un contrôle sous sa propre responsabilité. Lors d'une assistance technique par nos soins, le client est seul responsable de la réussite de son travail.

### **Le Service Forbo Siegling – à tout moment dans le monde**

Forbo Siegling emploie, dans le monde entier, plus de 1.800 personnes dans les sociétés du Groupe. Nos produits sont fabriqués dans 8 pays; des sociétés du Groupe et agences avec stocks et ateliers sont présentes dans plus de 50 pays. Forbo Siegling dispose de points de service, plus de 300 adresses dans le monde.