

NORME  
INTERNATIONALE

ISO  
5048

Deuxième édition  
1989-09-15

---

---

**Engins de manutention continue —  
Transporteurs à courroie munis de rouleaux  
porteurs — Calcul de la puissance  
d'entraînement et des efforts de tension**

iTeh STANDARD PREVIEW

(standards.iteh.ai)

*Continuous mechanical handling equipment — Belt conveyors with carrying idlers  
— Calculation of operating power and tensile forces*

ISO 5048:1989

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/01c22c5f-35a4-4e4f-85b6-dc6c4df82ff2/iso-5048-1989>



Numéro de référence  
ISO 5048 : 1989 (F)

## Sommaire

	Page
Avant-propos .....	iii
Introduction .....	iv
1 Domaine d'application .....	1
2 Définitions .....	1
3 Symboles et unités .....	2
4 Résistances aux mouvements d'un transporteur à courroie .....	3
5 Effort et puissance d'entraînement .....	4
6 Débit et sections d'un transporteur à courroie lisse non profilée .....	8
Figures 1 à 3 .....	10

ISO 5048:1989  
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/01c22c5f-35a4-4e4f-85b6-dc6c4df82ff2/iso-5048-1989>

© ISO 1989

Droits de reproduction réservés. Aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

Organisation internationale de normalisation  
Case postale 56 • CH-1211 Genève 20 • Suisse

Imprimé en Suisse

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est en général confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (CEI) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour approbation, avant leur acceptation comme Normes internationales par le Conseil de l'ISO. Les Normes internationales sont approuvées conformément aux procédures de l'ISO qui requièrent l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 5048 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 101, *Engins de manutention continue*.

[https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/01c22c5f-35a4-4e4f-85b6-](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/01c22c5f-35a4-4e4f-85b6-dc6c4df82ff2/iso-5048-1989)

[dc6c4df82ff2/iso-5048-1989](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/01c22c5f-35a4-4e4f-85b6-dc6c4df82ff2/iso-5048-1989)  
 Cette deuxième édition annule et remplace la première édition (ISO 5048 : 1979), dont l'article 2, les paragraphes 4.1.2 et 4.3.4, l'article 5 ainsi que les figures 3, 4 et 5 ont fait l'objet d'une révision technique, la figure 6 et le tableau 4 ayant par ailleurs été supprimés et un nouvel article 2 (définitions) ayant été ajouté.

## Introduction

Lors de l'étude des transporteurs à courroie, il y a lieu de calculer d'abord l'effort tangentiel nécessaire au tambour d'entraînement et les efforts de tension dans la courroie qui en résultent, ces valeurs étant déterminantes pour le choix de la commande et la confection de la courroie.

La puissance d'entraînement nécessaire résulte de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement et de la vitesse de la courroie.

La largeur de courroie nécessaire est déterminée en fonction de la capacité maximale de la courroie et, éventuellement, de la granulométrie des matériaux transportés.

Il est à remarquer que les influences sur l'effort tangentiel au tambour d'entraînement sont de natures multiples et diverses et rendent extrêmement difficile une évaluation exacte de la force motrice. La présente Norme internationale doit permettre une étude simple des transporteurs à courroie. Elle n'atteint en conséquence qu'un degré limité de précision, mais suffisant dans la majeure partie des cas. Il n'est pas tenu compte d'un grand nombre d'influences dans les formules, mais des précisions sont données quant à leur nature et à leur effet.

Dans les cas simples, qui sont les plus courants, il est possible de passer facilement du calcul de la puissance ou de l'effort tangentiel à celui des efforts nécessaires et des efforts réels dans la courroie, qui joueront un rôle déterminant dans le choix de la courroie et des équipements mécaniques.

Cependant, certains transporteurs posent des problèmes plus complexes, par exemple ceux qui ont plusieurs tambours de commande ou ceux qui ont des inclinaisons successivement ascendantes ou descendantes. Pour ces calculs, qui ne sont pas prévus dans la présente Norme internationale, il convient de consulter un spécialiste compétent en manutention continue.

# Engins de manutention continue — Transporteurs à courroie munis de rouleaux porteurs — Calcul de la puissance d'entraînement et des efforts de tension

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

## 1 Domaine d'application

La présente Norme internationale prescrit des méthodes de calcul de la puissance d'entraînement nécessaire au tambour d'entraînement d'un transporteur à courroie et des efforts de tension s'exerçant sur la courroie. Elle est applicable aux transporteurs à courroie munis de rouleaux porteurs.

## 2 Définitions

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les définitions suivantes s'appliquent.

**2.1 angle de talus dynamique (angle de surcharge)** (du matériau manutentionné),  $\theta$  : Angle que forme, avec l'horizontale, la tangente à la section du matériau en son intersection avec la courroie en mouvement (voir figure 3). L'angle de talus dynamique est exprimé en degrés.

**2.2 angle d'éboulement**,  $\alpha$  : Angle que forme, avec l'horizontale, la génératrice d'un tas conique de matériau tombant lentement et régulièrement d'une faible hauteur sur une surface horizontale statique. L'angle d'éboulement est exprimé en degrés.

## 3 Symboles et unités

Tableau 1 — Symboles et unités

Symbole	Désignation	Unité
$a_o$	Distance entre les trains des rouleaux pour le brin supérieur	m
$a_u$	Distance entre les trains des rouleaux pour le brin inférieur	m
$A$	Zone de contact entre courroie et nettoyeur de courroie	m <sup>2</sup>
$b$	Largeur de la courroie garnie de matériau	m
$b_1$	Largeur entre guidages	m
$B$	Largeur de la courroie	m
$C$	Coefficient (résistances secondaires)	—
$C_\epsilon$	Facteur d'auge	—
$d$	Épaisseur de la courroie	m
$d_o$	Diamètre d'arbre au roulement	m
$D$	Diamètre du tambour	m
$e$	Base des logarithmes naturels	—
$f$	Coefficient fictif de frottement	—
$F$	Tension moyenne de la courroie	N
$F_1$	Effort dans la courroie du côté du brin tendu (voir figure 2)	N
$F_2$	Effort dans la courroie du côté du brin de retour (voir figure 2)	N
$F_H$	Résistances principales	N
$F_{\max}$	Effort maximal dans la courroie	N
$F_{\min}$	Effort minimal dans la courroie	N
$F_N$	Résistances secondaires	N
$F_S$	Résistances spéciales	N
$F_{S1}$	Résistances principales spéciales	N
$F_{S2}$	Résistances secondaires spéciales	N
$F_{St}$	Résistance due à l'inclinaison	N
$F_T$	Somme vectorielle des deux tensions de courroie agissant sur le tambour et de l'effort dû à la masse des parties tournantes du tambour	N
$F_U$	Effort tangentiel nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement	N
$g$	Accélération due à la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
$(h/a)_{adm}$	Flèche admissible de la courroie entre deux trains de rouleaux	—
$H$	Hauteur de dénivellation entre le point de déversement et le point de chargement	m
$I_V$	Débit	m <sup>3</sup> /s
$k$	Facteur d'inclinaison	—
$k_a$	Facteur de raclage	N/m
$l$	Longueur de transport entre les guidages	m
$l_3$	Longueur du rouleau central (auge à trois rouleaux)	m
$l_b$	Longueur d'accélération	m
$L$	Longueur du transporteur (entraxe)	m
$L_o$	Longueur additionnelle du transporteur	m
$L_\epsilon$	Longueur de l'installation avec rouleaux porteurs pincés	m
$p$	Pression entre nettoyeur et courroie	N/m <sup>2</sup>
$P_A$	Puissance nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement	W
$P_M$	Puissance nécessaire au(x) moteur(s) d'entraînement	W
$q_B$	Masse, par mètre, de la courroie dans le brin supérieur ou le brin inférieur	kg/m
$q_G$	Masse, par mètre, du matériau transporté	kg/m
$q_{RO}$	Masse, par mètre, des parties tournantes des rouleaux porteurs du brin chargé	kg/m
$q_{RU}$	Masse, par mètre, des parties tournantes des rouleaux porteurs du brin de retour	kg/m
$S$	Section du matériau sur la courroie	m <sup>2</sup>
$v$	Vitesse de la courroie	m/s
$v_o$	Composante de la vitesse d'alimentation du matériau dans le sens du transport	m/s
$\alpha$	Angle d'éboulement	degrés
$\delta$	Angle d'inclinaison de l'installation dans le sens du transport	degrés
$\epsilon$	Angle de pincement de l'axe des rouleaux porteurs perpendiculairement au sens du transport	degrés
$\eta$	Rendement	—

Tableau 1 (fin)

Symbole	Désignation	Unité
$\theta$	Angle de talus dynamique du matériau manutentionné	degrés
$\lambda$	Angle de l'axe des rouleaux porteurs en auge par rapport à l'horizontale	degrés
$\mu$	Coefficient de frottement entre tambour(s) d'entraînement et courroie	—
$\mu_0$	Coefficient de frottement entre rouleaux porteurs et courroie	—
$\mu_1$	Coefficient de frottement entre matériau et courroie	—
$\mu_2$	Coefficient de frottement entre matériau et guidage	—
$\mu_3$	Coefficient de frottement entre nettoyeur et courroie	—
$\xi$	Coefficient d'accélération	—
$\rho$	Masse volumique non tassée du matériau transporté	kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Angle d'enroulement de la courroie sur le tambour d'entraînement	radians

## 4 Résistances aux mouvements d'un transporteur à courroie

### 4.1 Généralités

L'ensemble des résistances aux mouvements d'un transporteur à courroie est constitué par diverses résistances qui peuvent être divisées en cinq groupes :

- résistances principales,  $F_H$  (voir 4.2);
- résistances secondaires,  $F_N$  (voir 4.3);
- résistances principales spéciales,  $F_{S1}$  (voir 4.4);
- résistances secondaires spéciales,  $F_{S2}$  (voir 4.5);
- résistance due à l'inclinaison,  $F_{St}$  (voir 4.6).

Dans ces cinq groupes sont comprises toutes les résistances que doit vaincre la commande d'un transporteur à courroie pour surmonter les frottements et l'inclinaison du parcours, ainsi que pour accélérer le matériau au point de chargement.

Les résistances principales et secondaires,  $F_H$  et  $F_N$ , apparaissent sur tous les transporteurs à courroie, tandis que les résistances spéciales,  $F_S = F_{S1} + F_{S2}$ , n'existent que dans certaines installations.  $F_H$  et  $F_{S1}$  agissent de façon continue le long du transporteur à courroie, tandis que  $F_N$  et  $F_{S2}$  n'existent que localement.

La résistance due à l'inclinaison,  $F_{St}$ , peut avoir une valeur positive, nulle ou négative, suivant la pente le long du transporteur. Elle peut, en outre, agir de manière continue sur l'ensemble du parcours ou peut ne se manifester que localement sur des sections partielles de la longueur.

### 4.2 Résistances principales, $F_H$

Les résistances principales,  $F_H$ , sont les suivantes :

- a) résistance de rotation des rouleaux porteurs du brin chargé et du brin de retour, due au frottement dans les roulements et les joints des rouleaux [voir équations (3) et (4)];
- b) résistance à la progression de la courroie, due à l'enfoncement dans la courroie des rouleaux porteurs, des flexions alternées de la courroie et du matériau.

### 4.3 Résistances secondaires, $F_N$

Les résistances secondaires,  $F_N$ , sont les suivantes :

- a) résistance d'inertie et de frottement due à l'accélération du matériau au point de chargement;
- b) résistance due au frottement sur les parois latérales des goulottes au point de chargement;
- c) résistance des paliers de tous les tambours, à l'exception de ceux des tambours d'entraînement;
- d) résistance due à l'enroulement de la courroie sur les tambours.

### 4.4 Résistances principales spéciales, $F_{S1}$

Les résistances principales spéciales,  $F_{S1}$ , sont les suivantes :

- a) résistance de pincement due à la position oblique ou inclinée des rouleaux porteurs dans le sens de marche de la courroie;
- b) résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci agissent sur toute la longueur de la courroie.

### 4.5 Résistances secondaires spéciales, $F_{S2}$

Les résistances secondaires spéciales,  $F_{S2}$ , sont les suivantes :

- a) résistance due au frottement des dispositifs de nettoyage des tambours et de la courroie;
- b) résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci n'agissent que sur une partie de la longueur de la courroie;
- c) résistance due au retournement du brin inférieur de la courroie;
- d) résistance due aux socs de déversement des matériaux;
- e) résistance due aux chariots verseurs.

#### 4.6 Résistance due à l'inclinaison, $F_{St}$

La résistance due à l'inclinaison,  $F_{St}$ , est la résistance due à la dénivellation du matériau lors de son transport sur des parcours inclinés.

La résistance due à l'inclinaison peut, contrairement à certaines autres résistances, être clairement déterminée physiquement d'après l'équation

$$F_{St} = q_G H g \quad \dots(1)$$

La hauteur d'élévation,  $H$ , est positive lorsque les installations sont ascendantes et négative lorsqu'elles sont descendantes.

### 5 Effort et puissance d'entraînement

#### 5.1 Effort tangentiel au(x) tambour(s) d'entraînement

##### 5.1.1 Formules générales de calcul

L'effort tangentiel,  $F_U$ , nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement d'un transporteur à courroie s'obtient en faisant la somme de toutes les résistances, soit l'équation

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad \dots(2)$$

Les résistances principales,  $F_H$ , peuvent être déterminées de façon simplifiée à l'aide d'un coefficient fictif de frottement,  $f$ . En appliquant la loi de frottement de Coulomb, la résistance principale totale est égale au produit du coefficient fictif de frottement,  $f$ , par la longueur de transport,  $L$ , et par la somme des forces verticales par mètre linéaire résultant de toutes les masses en mouvement, ce qui, en remplaçant  $F_H$  dans l'équation (2), donne l'équation

$$F_U = f L g [q_{RO} + q_{RU} + (2 q_B + q_G) \cos \delta] + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad \dots(3)$$

Du fait que l'inclinaison de parcours de  $18^\circ$  représente en général une limite supérieure pour des transporteurs à courroie lisse, on négligera l'angle d'inclinaison,  $\delta$ , et on introduira dans l'équation (3) des charges verticales égales aux charges de parcours ( $\cos \delta = 1$ ).

Par contre, si les inclinaisons de parcours sont supérieures à  $18^\circ$ , ainsi que le permettent les courroies à tasseaux ou à chevrons, les charges de parcours,  $q_B$  et  $q_G$ , placées entre parenthèses doivent être multipliées par  $\cos \delta$ .

La charge de parcours,  $q_G$ , résultant de la masse du matériau, peut être calculée (par exemple en kilogrammes par mètre) d'après l'équation

$$q_G = \frac{I_V \rho}{v} \quad \dots(4)$$

où

$I_V$  est le débit (par exemple en mètres cubes par seconde);

$\rho$  est la masse volumique non tassée (par exemple en kilogrammes par mètre cube);

$v$  est la vitesse de la courroie (par exemple en mètres par seconde).

L'équation (3) est valable pour toutes les longueurs d'installation.

Pour les transporteurs à courroie à grands entraxes (par exemple supérieurs à 80 m), les résistances secondaires sont nettement inférieures aux résistances principales de l'installation et peuvent donc être déterminées forfaitairement, de façon simplifiée, sans risque d'une trop grosse erreur. Si l'on introduit à cet effet un coefficient  $C$  comme facteur des résistances principales dépendant de la longueur du transporteur à courroie, il en résulte l'équation

$$F_U = C f L g [q_{RO} + q_{RU} + (2 q_B + q_G)] + q_G H g + F_{S1} + F_{S2} \quad \dots(5)$$

Si les inclinaisons de parcours sont supérieures à  $18^\circ$ , ainsi que le permettent les courroies à tasseaux ou à chevrons, les charges de parcours,  $q_B$  et  $q_G$ , placées entre parenthèses doivent, en outre, être multipliées par  $\cos \delta$ .

##### 5.1.2 Coefficient $C$

Le coefficient  $C$  correspond au quotient donné par l'équation

$$C = \frac{\text{Résistance totale sans résistance due à l'inclinaison et sans résistances spéciales}}{\text{Résistances principales}} = \frac{F_H + F_N}{F_H} \quad \dots(6)$$

Ce coefficient  $C$  est fonction de la longueur de l'installation étant donné que, dans l'équation (6), la majorité des résistances secondaires,  $F_N$ , est indépendante de l'entraxe du transporteur à courroie et ne se manifeste que localement.

Sur le diagramme de la figure 1, le coefficient  $C$  est représenté en fonction de la longueur  $L$  du transporteur à courroie. Les valeurs de ce diagramme ont été déterminées surtout pour d'assez grands entraxes, par des mesurages effectués sur un grand nombre d'installations. Le diagramme montre qu'en appliquant un coefficient  $C$ , on n'arrive à des résultats suffisamment précis, en ce qui concerne l'effort tangentiel au tambour d'entraînement, que si l'entraxe du transporteur à courroie est supérieur à 80 m.

Dans le cas où la longueur  $L$  est supérieure à 80 m, le coefficient  $C$  peut être calculé d'après l'équation

$$C = \frac{L + L_o}{L} \quad \dots(7)$$

où la longueur additionnelle,  $L_o$ , est généralement comprise entre 70 m et 100 m.

Le coefficient  $C$  doit être supérieur ou égal à 1,02.

Pour les entraxes de longueur,  $L$ , inférieure à 80 m, la valeur du coefficient  $C$  devient incertaine, ainsi que le montre la zone hachurée sur le diagramme de la figure 1. L'aire d'incertitude du coefficient  $C$  pour de faibles entraxes s'explique par la prédominance des résistances secondaires dans la résistance globale de telles installations. Les deux tracés tiretés du coefficient  $C$  dans la zone des faibles entraxes ne représentent pas des courbes limites, mais attirent simplement l'attention sur une incertitude croissante de la valeur  $C$ .



Le coefficient  $C$  se situe, pour la plupart des transporteurs à courroie de court entraxe, dans la zone hachurée. Mais on peut avoir aussi, particulièrement dans les installations pour des charges isolées à faibles résistances secondaires, des valeurs plus faibles de  $C$  ou, pour des bandes de mise en vitesse particulièrement courtes, à vitesse élevée et à grands débits, des valeurs beaucoup plus fortes.

Pour le calcul plus précis de la force d'entraînement des transporteurs à courroie de longueur d'entraxe inférieure à 80 m, il est en conséquence recommandé d'utiliser l'équation (3).

### 5.1.3 Coefficient fictif de frottement, $f$

Le coefficient fictif de frottement,  $f$ , comprend la résistance de roulement des rouleaux porteurs et la résistance à la progression de la courroie; il a été calculé à 0,02 comme valeur moyenne pour les transporteurs à courroie entraînés par le moteur, d'après les résultats d'une grande série de mesurages.

Pour des installations fixes et bien alignées avec rouleaux porteurs tournant facilement et des matériaux à faible frottement interne, cette valeur peut être inférieure de 20 % et descendre par conséquent jusqu'à 0,016, tandis qu'on peut atteindre, dans le cas de transporteurs à courroie mal alignés avec rouleaux porteurs tournant difficilement et des matériaux à frottement interne important, des valeurs jusqu'à 50 % supérieures à la valeur moyenne et allant ainsi jusqu'à 0,03.

La valeur moyenne indiquée du coefficient fictif de frottement,  $f$ , s'applique à des transporteurs à courroie normalement alignés. Exactement considérée, elle n'est en outre valable que

- pour des installations utilisées entre 70 % et 110 % de leur débit nominal;
- pour des matériaux ayant un coefficient de frottement interne moyen;
- pour des trains de rouleaux porteurs à trois rouleaux pour le brin supérieur, avec un angle d'auge des rouleaux latéraux de 30°;
- pour une vitesse de courroie d'environ 5 m/s;
- pour une température ambiante d'environ 20 °C;
- pour des rouleaux porteurs à joints à labyrinthe ayant un diamètre de 108 mm à 159 mm et avec des distances entre trains de rouleaux de 1 m à 1,5 m pour le brin supérieur de la courroie et d'environ 3 m pour le brin inférieur.

La valeur de  $f$  peut, par exemple, être supérieure à la valeur moyenne 0,02 et atteindre des valeurs jusqu'à environ 0,03 dans les cas suivants :

- a) matériaux transportés ayant un coefficient élevé de frottement interne;
- b) angles d'auge des rouleaux latéraux supérieurs à 30°;
- c) vitesses de courroie supérieures à 5 m/s;
- d) diamètres des rouleaux porteurs plus petits que ceux indiqués précédemment;

- e) températures ambiantes inférieures à 20 °C;
- f) diminution de la tension de la courroie;
- g) courroies à texture plus souple, ainsi que courroies à revêtements plus souples ou plus épais;
- h) mauvais alignement de l'installation;
- i) conditions de travail en atmosphère poussiéreuse ou dans un environnement humide et/ou collant;
- j) distances entre les trains de rouleaux porteurs sensiblement supérieures à 1,5 m pour le brin supérieur et à 3 m pour le brin inférieur.

Le coefficient fictif de frottement,  $f$ , peut, le cas échéant, être inférieur à la valeur moyenne de 0,02 si les influences citées en a) à j) sont inversées.

En cas de marche à vide de l'installation, la valeur de  $f$  peut, selon l'importance des poids morts et la tension de la courroie du transporteur, être inférieure ou supérieure à ce qu'elle est en pleine charge.

Compte tenu des grandeurs d'influence citées en a) à j), une valeur  $f$  de 0,02 est à considérer comme valeur moyenne; son choix et son appréciation exacts devraient cependant être laissés, en raison des nombreux et différents facteurs d'influence, au soin du constructeur de l'installation. En général, on obtient des résultats suffisamment précis en ce qui concerne l'effort tangentiel nécessaire pour un transporteur à courroie si l'on introduit la valeur moyenne du coefficient  $f = 0,02$  dans l'équation (3) ou l'équation (5).

Les installations descendantes qui doivent être freinées par le moteur agissant comme générateur doivent être calculées, pour plus de sécurité, avec une valeur de  $f$  inférieure de 40 % à celle prise pour le calcul des transporteurs à courroie entraînés. La valeur moyenne de calcul qui en résulte est ainsi, pour ces cas,  $f = 0,012$ .

### 5.1.4 Résistances secondaires et spéciales

Pour la détermination plus précise de l'effort tangentiel et de la puissance d'entraînement des transporteurs à courroie courts d'après l'équation (3), les résistances secondaires et spéciales  $F_N$ ,  $F_{S1}$  et  $F_{S2}$  de l'installation doivent être connues.

Les formules de calcul de ces résistances sont données dans les tableaux 2 et 3 et elles peuvent être déterminées à partir des caractéristiques connues du transporteur à courroie.

Le tableau 2 englobe les résistances secondaires  $F_N$  existant en permanence, tandis que le tableau 3 reproduit les résistances spéciales  $F_S$  qui n'existent pas dans toutes les installations.

On peut simplifier le calcul en négligeant celles des résistances secondaires et spéciales qui ont une influence mineure, c'est-à-dire en ne prenant en considération que les résistances d'inertie et de frottement au point de chargement, ainsi que la résistance de frottement entre matériau et guidage dans la zone d'accélération, la résistance de frottement due aux nettoyeurs de courroies et la résistance due au pincage des rouleaux.

**Tableau 2 — Formules de calcul des résistances secondaires  $F_N$**

Symbole	Type de résistance	Unité
$F_{bA}$	Résistance d'inertie et de frottement au point de chargement dans la zone d'accélération, entre matériau manutentionné et courroie : $F_{bA} = I_V \rho (v - v_0)$	N
$F_f$	Résistance de frottement entre matériau manutentionné et guidages dans la zone d'accélération : $F_f = \frac{\mu_2 I_V^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 b_1^2}$ où $\mu_2 = 0,5 \text{ à } 0,7$ et $l_{b, \min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 g \mu_1}$ dans laquelle $\mu_1 = 0,5 \text{ à } 0,7$	N
$F_1$	Résistance d'enroulement de la courroie lors de son passage sur les tambours — pour courroies à carcasse textile : $F_1 = 9 B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{D}$ — pour courroies à carcasse métallique : $F_1 = 12 B \left(200 + 0,01 \frac{F}{B}\right) \frac{d}{D}$	N
$F_t$	Résistance des paliers de tambour (ne doit pas être calculée pour les tambours d'entraînement) : $F_t = 0,005 \frac{d_0}{D} F_T$	N

**Tableau 3 — Formules de calcul des résistances spéciales  $F_S$**

Symbole	Type de résistance	Unité
$F_\epsilon$	Résistance due au pincement des rouleaux — pour auges à trois rouleaux d'égale longueur sur le brin supérieur : $F_\epsilon = C_\epsilon \mu_0 L_\epsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \epsilon$ où $C_\epsilon = 0,4$ pour auge de $30^\circ$ $= 0,5$ pour auge de $45^\circ$ $\mu_0 = 0,3 \text{ à } 0,4$ — pour auges à deux rouleaux sur le brin inférieur : $F_\epsilon = \mu_0 L_\epsilon q_B g \cos \lambda \cos \delta \sin \epsilon$ où $\mu_0 = 0,3 \text{ à } 0,4$	N
$F_{gL}$	Résistance de frottement entre matériau manutentionné et guidages latéraux : $F_{gL} = \frac{\mu_2 I_V^2 \rho g l}{v^2 b_1^2}$ où $\mu_2 = 0,5 \text{ à } 0,7$	N
$F_r$	Résistance de frottement due aux nettoyeurs de courroie : $F_r = A p \mu_3$ où $p$ est généralement de $3 \times 10^4$ à $10 \times 10^4 \text{ N/m}^2$	N
$F_a$	Résistance due au frottement par socs de déversement : $F_a = B k_a$ où $k_a$ est normalement de $1\,500 \text{ N/m}$	N

**5.1.5 Conditions d'application des formules**

Les formules proposées pour le calcul de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement ne sont valables que dans la mesure où elles s'appliquent à des installations chargées de manière continue.

Pour les transporteurs à courroie qui traversent un terrain accidenté avec des changements de pente ou qui ne sont inclinés que vers le bas, et pour lesquels il y a presque toujours la possibilité d'un chargement partiel de la courroie, le calcul de l'effort tangentiel au tambour d'entraînement doit être souvent effectué pour différentes conditions de service, par exemple :

- a) installation non chargée;
- b) installation complètement chargée;
- c) sections de l'installation de tracé ascendant, horizontal ou légèrement descendant supposées chargées, et demandant ainsi de la puissance, les autres sections de tracé plus fortement descendant, et qui seraient motrices si elles étaient chargées, supposées vides;
- d) sections de l'installation de tracé fortement descendant supposées chargées, les autres sections de tracé ascendant, horizontal ou légèrement descendant supposées vides.

Le plus grand effort tangentiel au tambour d'entraînement trouvé de cette manière est déterminant pour la conception de la commande.

À cet égard, il y a lieu de tenir compte du fait que, en cas de freinage de l'installation par le moteur fonctionnant en générateur, il faut utiliser un coefficient fictif de frottement,  $f$ , plus faible que celui utilisé pour les transporteurs à courroie entraînés par le moteur (voir 5.1.3). Dans de tels cas, la plus grande force motrice nécessaire et la plus grande force de retenue doivent être prises toutes deux en considération pour le calcul du système d'entraînement et de retenue.

**5.2 Puissance d'entraînement du transporteur à courroie**

La puissance d'entraînement (par exemple en kilowatts),  $P_A$ , nécessaire au(x) tambour(s) d'entraînement du transporteur à courroie résulte de l'effort tangentiel,  $F_U$ , selon l'équation

$$P_A = F_U v \quad \dots(8)$$

où

$F_U$  est l'effort tangentiel (par exemple en kilonewtons);

$v$  est la vitesse de la courroie (par exemple en mètres par seconde).

La puissance motrice correspondante,  $P_M$ , s'obtient, compte tenu du rendement, à partir de l'équation (9a) ou de l'équation (9b), selon le cas :

- pour les transporteurs à courroie entraînés

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad \dots(9a)$$

- pour les installations retenues par les moteurs

$$P_M = P_A \eta_2 \quad \dots(9b)$$

où

$\eta_1$  est généralement choisi entre 0,85 et 0,95;

$\eta_2$  est généralement choisi entre 0,95 et 1.

### 5.3 Efforts dans la courroie

#### 5.3.1 Généralités

Les tensions s'exerçant sur la courroie varient sur toute la longueur de la courroie. Leur grandeur dépend

- du parcours du transporteur à courroie;
- du nombre et de la disposition des tambours d'entraînement;
- des caractéristiques des commandes et des freins;
- du type et de la disposition des dispositifs de tension de la courroie;
- du cas de régime de l'installation : démarrage, régime nominal, freinage, arrêt, soit à vide, soit chargé complètement ou partiellement.

En considération des tensions de la courroie et des efforts dans les autres organes de l'installation dus aux sollicitations de la

courroie, les efforts de traction appliqués à la courroie doivent être aussi faibles que possible.

Pour la bonne marche de l'installation, il est cependant indispensable que les tensions dans la courroie remplissent deux conditions :

- les tensions s'exerçant sur la courroie doivent être assez grandes pour que, à tous les régimes, les forces périphériques appliquées à tous les tambours de commande soient transmises à la courroie par frottement sans glissement de la courroie;
- la tension s'exerçant sur la courroie doit être suffisante pour qu'il n'y ait pas de flèche trop importante de la courroie entre deux trains de rouleaux porteurs.

#### 5.3.2 Transmission de l'effort tangentiel par le(s) tambour(s) d'entraînement

Pour la transmission d'un effort tangentiel,  $F_U$ , d'un tambour d'entraînement à la courroie, selon la figure 2, il est nécessaire de maintenir une tension,  $F_2$ , du brin de retour, qui peut être calculée d'après l'équation

$$F_{2,\min} \geq F_{U,\max} \frac{1}{e^{\mu\phi} - 1} \quad \dots(10)$$

- du nombre et de la disposition des tambours d'entraînement;
- des caractéristiques des commandes et des freins;
- du type et de la disposition des dispositifs de tension de la courroie;

$F_{U,\max}$  est l'effort tangentiel maximal, qui se produit le plus souvent au démarrage ou au freinage du convoyeur chargé à plein;

$\mu$  est le coefficient de frottement entre le tambour d'entraînement et la courroie, qui peut être déterminé d'après le tableau 4;

$\phi$  est l'angle d'enroulement d'un tambour d'entraînement, qui est, suivant les conditions géométriques, d'un ordre de grandeur de 2,8 à 4,2 (160° à 240°).

Tableau 4 — Coefficient de frottement  $\mu$  entre tambours d'entraînement et courroie en caoutchouc

Conditions de fonctionnement	Coefficient $\mu$ selon garniture			
	Tambour en acier lisse sans garniture	Garniture en caoutchouc avec rainures en chevrons	Garniture en polyuréthane avec rainures en chevrons	Garniture en céramique avec rainures en chevrons
Fonctionnement en milieu sec	0,35 à 0,4	0,4 à 0,45	0,35 à 0,4	0,4 à 0,45
Fonctionnement en milieu humide propre (eau)	0,1	0,35	0,35	0,35 à 0,4
Fonctionnement en milieu humide et encrassé par glaise ou argile	0,05 à 0,1	0,25 à 0,3	0,2	0,35