

Vous exploitez un convoyeur avec une grande section descendante qui est affectée par différents désordres !

Maîtrise de la bande au point bas d'une grande section descendante de convoyeur

Description et désordres :

Que le convoyeur fasse quelques centaines de mètres ou plusieurs kilomètres de long (10 – 20 kms, ...), dont le profil en long contient une grande section descendante, avec un dénivelé important, suivi de sections plus ou moins horizontales et/ou ascendantes, qui génèrent une force résistante significative, il ressort que **ce type convoyeur est souvent affecté par des désordres, au point bas de la descente**, qui perturbent leur exploitation.

Ces désordres sont l'**éjection du produit** manutentionné et/ou la formation de **festons**⁽¹⁾ de la bande, entre les supports à rouleaux du brin porteur, ce **qui bloque la production** ; on trouve aussi une **boucle** de bande **devant le tambour de tête**, cause de dégâts.

Parce qu'il y a rarement une tôle de séparation entre le brin porteur et le brin retour, la bande du brin porteur, lors de la formation des festons, vient pincer la bande du brin retour, ce qui la bloque instantanément. Lorsque cette tôle de séparation existe, ce sont les supports à rouleaux qui se couchent, qui s'arrachent, sur une distance plus ou moins importante, sous la poussée des festons de bande formés devant chaque support.

La **1^{ère} parade** des exploitants de ce type de convoyeur **consiste à réduire le débit** manutentionné dans des proportions souvent très importantes ; par exemple en chargeant la bande **à moins de 50 %** de son débit nominal.

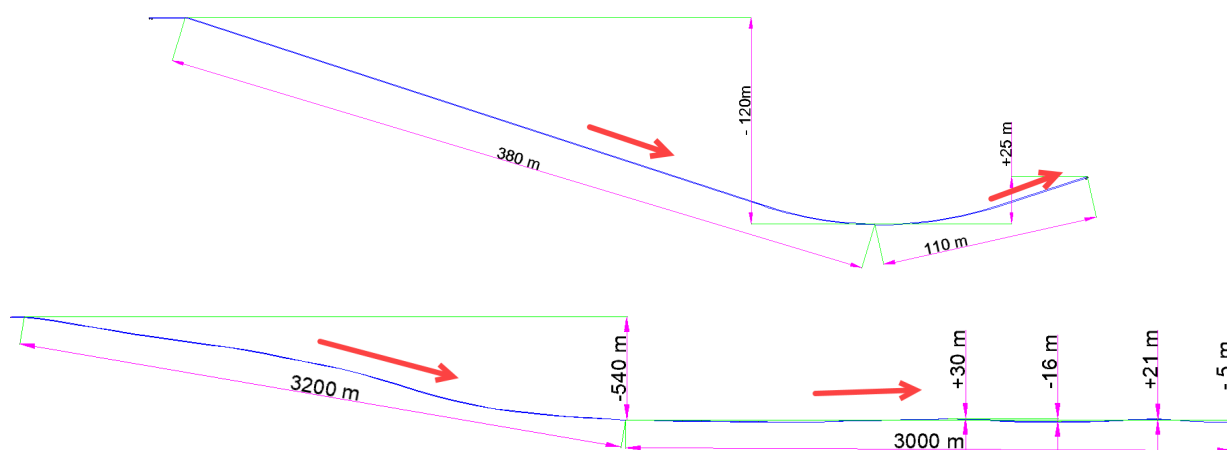


Fig.1.1 & 1.2 : profil en long de convoyeur avec une section descendante à fort dénivelé

*Ce qu'il faut retenir de ce cas typique, c'est que la **bande est affectée par une « surlongueur »** maximale au **point bas de la grande descente**, ayant pour origine son **fort allongement** en début de section descendante et cette **surlongueur ne peut pas être résorbée** instantanément par une **vitesse supérieure des tronçons suivants** ce point bas.*

Exemples dans le monde

Festons entre supports, au point bas de la descente :

- Algérie 1 : entraxe **490 m**, dénivelé **-120 m**
- Algérie 2 : entraxe **450 m**, dénivelé **-125 m**
- Ghana : entraxe **7.2 km**, dénivelé **-1 520 m**
- Nouvelle-Calédonie: entraxe **7 km**, dénivelé **-415 m**
- Nouvelle-Calédonie: entraxe **11 km**, déniv. **-550 m**

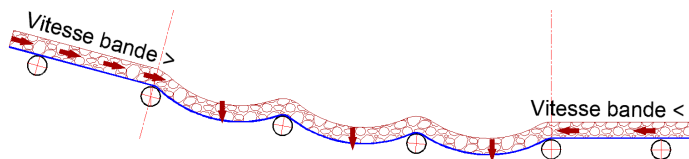


Fig.2.1 : formation de festons au point bas de la descente

Les 2 convoyeurs *Algérie 1* et *Algérie 2* ont un profil en long parallèle, avec une différence d'altitude de leur tambour de tête de ≈ 10 m qui semble minime, mais qui suffit à montrer une différence de quantité des produits éjectés au point bas de la descente.

Boucle devant le tambour de tête :

- France / carrière : entraxe 603 m, dénivelé -80 m ; la boucle se forme au freinage ;
- France / mine souterraine : entraxe 1.5 km, dénivelé -200 m ; la boucle est quasi permanente.

Le cas avec « boucle » de bande, devant le tambour de tête, correspond à un profil en long constamment descendant, avec parfois de courtes sections horizontales ou ascendantes qui génèrent des forces résistantes trop faibles pour retenir la bande des sections descendantes.

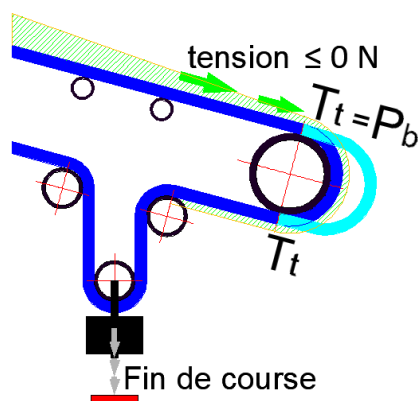


Fig.2.2 : formation d'une boucle devant le tambour de tête
Le tambour de tension est en fin de course

Il y a d'autres cas similaires caractérisés par la formation de festons dans la courbe concave qui précède une section ascendante de convoyeur. Ce cas concerne les convoyeurs de mise en stock avec chariot verseur. Ce cas ne concerne pas cet article.

Mécaniques de la bande

Le contexte

La bande commence en un point T_q , au tambour de queue en haut de la descente brin porteur, passe par un point P_b au bas de la descente (qui peut aussi être le tambour de tête), au point T_t au tambour de tête à une altitude souvent plus

basse que T_q , mais pas forcément, pour revenir, par le brin retour, au point T_q via le point P_b (retour). Ce descriptif montre que la bande est une seule entité ; c'est une courroie sans fin.

La réalité mécanique selon la configuration

Quelle que soit l'architecture de la carcasse de la bande, son allongement est proportionnel aux forces qui lui sont appliquées, à tous autres critères identiques. L'analyse doit distinguer, section par section, si l'allongement a pour origine la traction par un composant mécanique (tambour de commande, booster) ou les forces de gravité générées par le produit manutentionné en section descendante.

- zone rouge = brin tendu, tiré par tambour commande
- zone verte = brin mou, poussé par tamb. cde ou produit
- T_q : tamb. queue; P_b : point bas convoyeur; T_t : tamb. tête

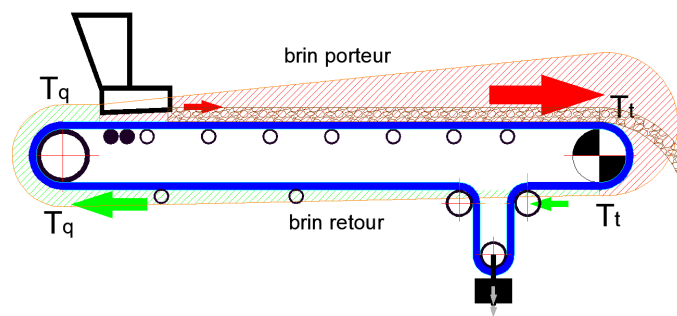


Fig.3.1 : Convoyeur horizontal commun
La tension dans la bande croît de la queue vers la tête
Le brin porteur est tendu, le brin retour est mou

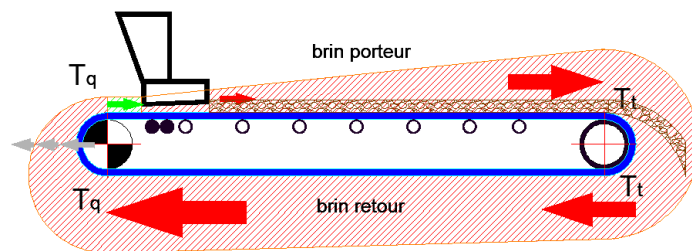


Fig.3.2 : idem 3.1 avec tambour de commande en queue
La tension dans la bande croît de la queue vers la tête et elle croît encore plus de la tête vers la queue en retour
De l'alimentation au tambour de queue en passant par la tête, la bande est toujours tendue.

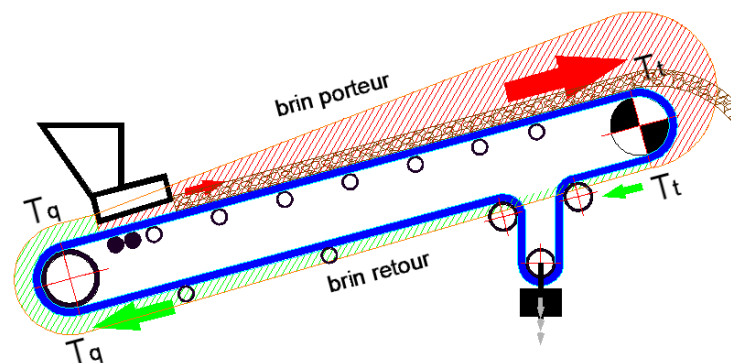


Fig.3.3 : Convoyeur ascendant commun
La tension dans la bande croît de la queue vers la tête
Le brin porteur est tendu, le brin retour est mou

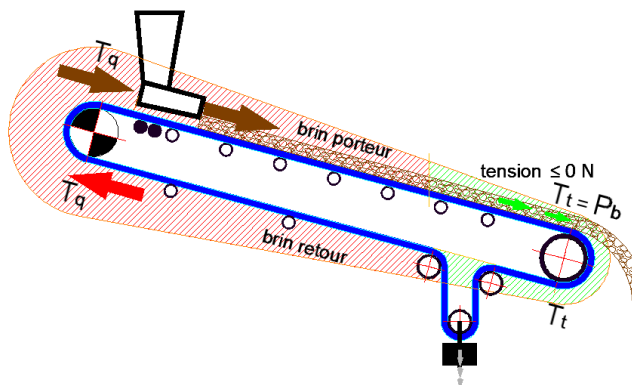


Fig.3.4 : Convoyeur descendant commun avec tambour de commande en queue. Le **produit pousse** la bande vers le point bas du convoyeur. En tête, la tension de la bande tend vers 0 N

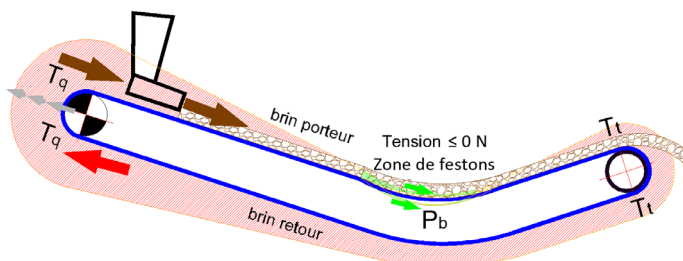


Fig.3.5 : Convoyeur avec une section descendante à fort dénivelé suivit d'une section ascendante. Dans la descente le **produit pousse** la bande ; dans la section ascendante le **tambour de commande tire** la bande.

Précision :

- figures 3.1 à 3.3 : le produit manutentionné génère une **force résistante** ;
- figure 3.4 : le produit manutentionné génère une **force motrice**
- figure 3.5 : le produit manutentionné génère une **force motrice** dans la section **descendante** et **résistante** dans la section **ascendante**.

Quand le produit pousse la bande, gare aux festons !
Empêcher les « festons » et « boucle » consiste à maîtriser l'allongement de la bande en section descendante.

Qu'est-ce qui allonge de la bande ?

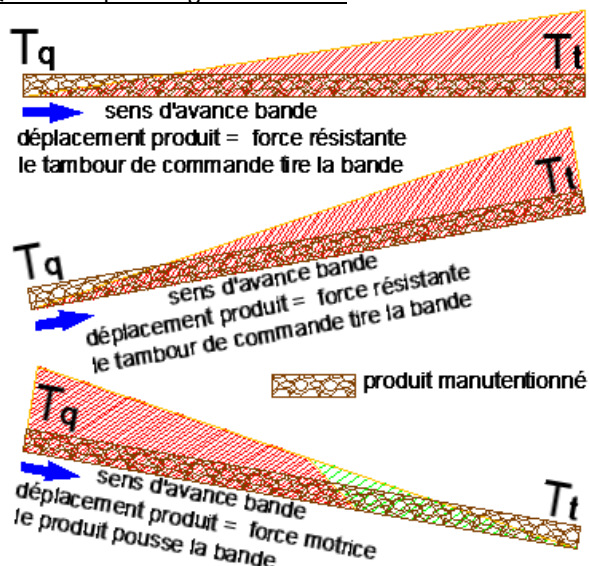


Fig.3.6 : distinction entre force « résistante » et force « motrice » générée par le produit
Zone **verte** : la tension de la bande **tend vers 0 N**

La bande est une **entité** apparemment **monolithique**. En réalité, en **phase dynamique**, la **longueur de chaque tronçon de bande varie en plus ou en moins** par rapport sa longueur en statique⁽²⁾. Il faut « baliser » chaque section, brin porteur et brin retour, selon les forces appliquées à la bande et sa RMBT⁽³⁾. Il s'agit :

- des forces générées par le déplacement du produit des différentes sections (résistantes ou motrices) ;
- des forces de traction générées par le ou les tambours de commande ou équipements auxiliaires de traction ;
- de toutes les forces résistantes (rouleaux, foulage bande/rouleaux, etc) :

Puis il faut calculer⁽⁴⁾ les **allongements** de la bande par rapport à sa longueur initiale (en statique) dans la section descendante, en fonction de l'**élasticité**⁽⁵⁾ des **câbles de chaîne**⁽⁶⁾. notamment, entre les différentes phases d'exploitation qui dépend, essentiellement de :

- la masse de produit manutentionné :
 - à vide, à x % et 100 % du débit nominal, au débit en pointe et de dimensionnement (valeur contractuelle) ;
- la hauteur de dénivelé ;
- la longueur de la section descendante ;
- la masse de la bande ;
- la vitesse de la bande ;
- la RMBT, en fonction du débit retenu et de la pré-tension⁽⁷⁾ réellement appliquée.
- ... moins les frottements bande/rouleaux et ceux internes aux rouleaux, pour les sections descendantes.

Conditions de « festons » et « boucle »

La formation des festons, au point bas d'une section descendante ou d'une boucle, devant le tambour de tête d'une section descendante, relève des mêmes contraintes mécaniques caractérisées par :

- un fort allongement de la bande dans la section descendante ;
- un allongement ou « surlongueur » de bande qui s'accumule au point bas de la descente (courbe concave, tambour de tête) ;
- une surlongueur qui ne peut être résorbée instantanément par l'avance de la bande :
 - des sections suivantes, brin porteur, pour les festons :
 - Installer un booster^(8.1) immédiatement après le point bas de la descente, pour les résorber, ne fait que de déplacer la zone de formation des festons immédiatement après le booster ;
 - des sections suivantes, brin retour, pour la boucle devant le tambour de tête
 - il ne faut pas compter sur la résorption de la surlongueur de bande par le déplacement du tambour de tension, qui est, à ce moment, toujours en butée de fin de course... parce que les calculs n'ont pas prévu un allongement aussi important.

Surlongueur, tension de bande et festons

Pour une distance donnée entre 2 supports correspond une longueur de bande précise de chaînette⁽⁹⁾, en fonction de sa flèche qui dépend des paramètres de la formule, soit $f = [(P^2 * m * g) / (8 * T)]$, où P = pas entre supports, m = masse bande+produit, $g = 9.81$, 8 = formule, T = tension bande.

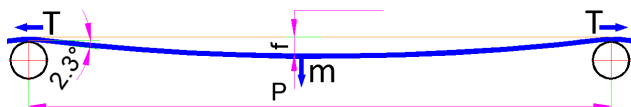


Fig.4 : Profil de « chaînette » de la bande

Représentation avec une flèche de 2 % du pas

Si la longueur de la bande augmente entre 2 supports, sa flèche augmente et, simultanément, sa tension diminue. Au-delà d'une flèche de 2 % du pas commence les festons.

RMBT, allongement, élasticité, tension

La RMBT, au point observé, détermine l'allongement en valeur absolue, en fonction de l'élasticité de la chaîne de la carcasse de bande, caractérisée par son allongement en % sous charge de référence.

L'allongement absolu d'une corde acier, à 0.23% d'allongement élastique, et d'un tissu polyester (E) à 0.9 % élastique, pour une RMBT donnée de 100 %, sont :

- câble acier = $[1.000 * 0.23\%] = 0.0023 \text{ m} = 2.3 \text{ mm/m}$
- tissu E = $[1.000 * 0.90\%] = 0.0090 \text{ m} = 9.0 \text{ mm/m}$

Ces allongements, mètre par mètre, seconde après seconde, s'accumulent au bas de la descente. Cette surlongueur fait chuter la tension dans la bande.

Ne perdons pas de vue qu'en début de descente et des sections en amont la RMBT dans la bande est très élevée (souvent $\geq 200\%$) puis elle décroît et tend vers 0 en bas de descente. Ces allongements des sections amonts sont « poussés » jusqu'au bas de la descente.

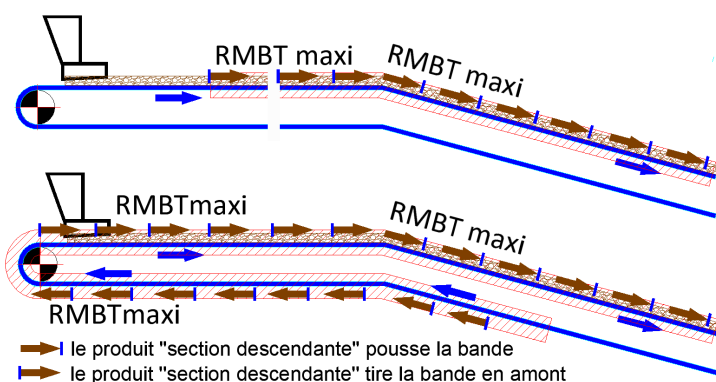


Fig.5.1 & 5.2 : influence d'une RMBT très élevée sur une distance plus ou moins importante en amont du début de la descente

Facteur aggravant à la formation des festons

Au point bas de la section descendante, une tension dans la bande qui diminue, à tous autres paramètres constants, implique une augmentation des forces de foulage qui freinent encore plus l'avance de la bande dans cette zone du convoyeur. Ces différents facteurs se cumulent et amorcent brusquement, instantanément, la formation des festons qui conduisent au blocage complet de la bande.

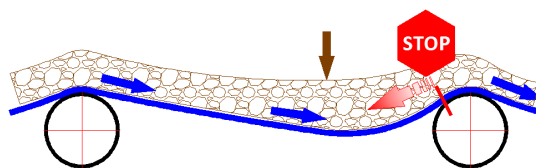


Fig.6 : la force de foulage s'oppose à l'avance de la bande

Cinétique⁽¹⁰⁾ de la bande

Comprendre la formation des festons de bande au bas d'une section descendante, par l'analyse de sa cinétique :

- considérons le châssis d'un convoyeur avec ses supports à rouleaux, avec un profil en long similaire à la figure 3.5, sur lesquels se déplacent facilement une bande transporteuse en charge (comme 1 fluide) ;
- la gravité fait que la bande en charge se déplacent naturellement vers le bas de la section descendante (fig.3.6.3), sans que soit nécessaire l'ajout d'un élément moteur quelconque, à partir du moment où les forces résistantes des rouleaux et du frottement bande/rouleaux sont dépassées par la force de gravité due au seul produit :

due au seul produit ! pourquoi ? parce que :

- la force « motrice », due à la gravité générées par la bande seule (vide), brin porteur, dans la descente, s'équilibrent avec celles « résistantes » (de sens inverse) du brin retour, en vis-à-vis, dans le sens de la montée, avec plus de résistance du fait d'un plus grand nombre de rouleaux ;
- On déduit, qu'au bas de la descente, il existe une « énergie » due au produit manutentionné ; soit une **force disponible qui devrait « pousser » les tronçons de bande des sections en aval** et empêcher la formation des festons :

eh bien non ! pourquoi ?

- parce que la bande est souple dans le sens longitudinal (elle s'enroule sur des tambours de petit $\varnothing$). Cette souplesse ne permet pas de pousser les tronçons de bande en aval qui présentent une force résistante... comme le ferait une poutre rigide.
 - En fait, le tronçon de bande, au point bas de la descente s'arc-boute devant le tronçon immédiatement en aval pour former les fameux festons :
 - ✓ vers le bas, si le pas des supports est grand
 - ✓ vers le haut, si le pas des supports est très court (rouleaux à touche-touche).

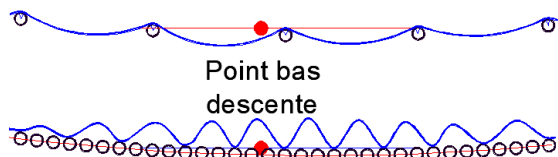


Fig.7.1 : pas standard entre supports = festons vers le bas ;

Fig. 7.2 : pas court entre supports = festons vers le haut

**Mais il manque des éléments à la démonstration !
... pour que les festons se forment.**

Il faut un « delta vitesse » !

En effet, il faut une vitesse de bande plus grande au point bas de la descente que celle de la section suivante, tant pour les festons que pour la boucle au tambour de tête.

Les vitesses :

- après le démarrage, à la fin de la phase d'accélération, la bande atteint sa vitesse nominale, **avec des variations infimes** tout au long du convoyeur, difficilement mesurables, mais bien réelles.
 - ces variations de vitesse découlent de l'allongement de la bande, selon son élasticité et la charge appliquée au point P, à l'instant T. La bande est tirée par le tambour de commande ou poussée par le produit dans la section descendante.
- parce que ces variations sont infimes, **on considère à tors une vitesse de bande constante**, découlant de la vitesse de rotation du tambour de commande. Ces variations de vitesses sont difficiles à mesurer.

sauf que :

- dans la section descendante, la **masse de produit pousse la bande** en lui donnant une **vitesse spécifique décorrélée** de la vitesse de référence du convoyeur...

Sous la poussée du produit, la **vitesse** de bande :

- **serait théoriquement inférieure** à la vitesse de référence : il **ne se formera pas de festons, ni de boucle**.
- **est réellement supérieure** à la **vitesse du tronçon suivant** le point bas de la descente : il **se forme des festons ou une boucle en tête**.

La survitesse, comment et où ?

- C'est au **début de la section descendante** que l'on trouve les **forces les plus grandes**, en fonction de la quantité de produit sur la bande.
 - la force issue du poids produit manutentionné est la somme de ce poids de produit, mètre par mètre, compté depuis le point bas de la descente jusqu'au début de cette section.
 - Ce pourquoi on peut constater une boucle en bas de descente en tête même si cette zone en fin de descente est vide... si celles en amont sont pleines.

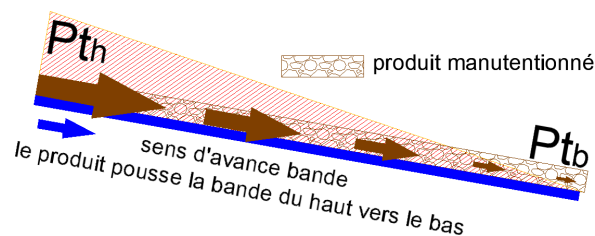


Fig.8 : Tensions et allongements de la bande

P_{th} (point haut) : zone de plus forte tension = plus grand allongement

P_{tb} (point bas) : zone de plus faible tension et accumulation des allongements de la zone haute

- cette grande force, en début de descente, va décroissant vers le bas de la descente. Dans la même logique, l'allongement de la bande est plus important pour ce tronçon, étendu aux sections précédentes (cf. Fig.5.1 & 5.2), puis dans une amplitude de plus en plus réduite qui tend vers « 0 » en s'approchant du bas de la descente.
- cette **surlongueur de bande**, très important en début de descente, **se propage vers le bas de la descente** (loi de la gravité), en « **poussant** » les tronçons de bande en aval, mais seulement dans la descente.
- cette **surlongueur crée la survitesse** de la bande ; elle est **plus grande au point bas de la descente**.
 - En effet, dans toute la section descendante, chaque infime surlongueur, mètre par mètre de bande, crée une infime survitesse, qui s'additionne jusqu'au point bas, parce que la bande est libre de mouvement dans la descente, jusqu'à atteindre une survitesse significative par rapport à la vitesse du tronçon de bande immédiatement suivant ;
 - cette **survitesse** et la **surlongueur** de bande correspondante au point bas, se **dissipent en festons**, puisque la bande n'est pas une poutre rigide
 - cette **surlongueur** de bande au point bas, engendrent sa « **sous-tension** » dont résulte une **flèche importante** (cf. fig. 9.1 et 9.2) correspondant au **domaine des festons**.

Le même principe existe lors de la formation d'une boucle de bande devant le tambour de tête par rapport au tronçon suivant du brin retour.

Exemple :

- survitesse de 0.01 m/s
- surlongueur de bande après :
 - 1 s : $[0.01 * 1] = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm}$
 - 10 s : $[0.01 * 10] = 0.01 \text{ m} = 100 \text{ mm}$
 - 20 s : $[0.01 * 20] = 0.01 \text{ m} = 200 \text{ mm}$

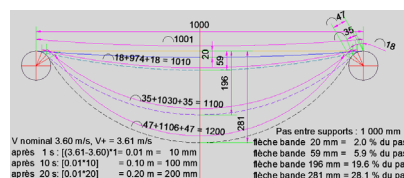


Fig.9.1 : flèches bande, avec pas de 1.0 m entre supports
flèche bande à 2% du pas, soit le maximum admissible (ISO 5048#5.3.3), puis avec une surlongueur de 10, 100, 200 mm, soit une flèche respectivement de **5.9, 19.6, 28.1 %** du pas.

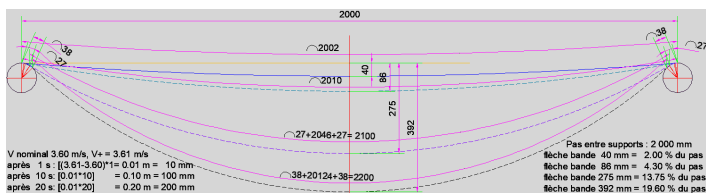


Fig.9.2 : idem fig.9.1, avec un pas de 2 m entre supports, soit une flèche respectivement de **4.3, 13.7, 19.6 %** du pas.

Nota : la **figure 9.2** semble plus favorable, mais en augmentant le pas entre supports, pour une même charge (bande+produit) et une même flèche en % du pas, la tension dans la bande doit être augmentée. La solution est à calculer.

Mesures pour piloter la bande

Pour prévenir la formation des festons ou de la boucle, il faudrait pouvoir piloter la bande ; pour cela il faut pouvoir mesurer les paramètres influents.

Mesure des vitesses

Il s'agirait de mesurer la vitesse de la bande, au point bas de la descente et au début de la section suivante ; là où la probabilité d'un delta vitesse est la plus forte, avec :

- des tachymètres de sensibilité de l'ordre 0.001 m/s
 - si ces tachymètres existent, il faut tenir compte des incertitudes et aléas de mesure sur site, qui doivent être extrêmement petits.
 - Le vrai problème qui fait échec à ce type de mesure tient au « moyen du pilotage » de la bande et au « delta temps » entre le moment du constat d'une survitesse, la réaction, même instantanée, du système mécanique de pilotage (tambour de commande, frein, ...) et la propagation de l'effet correctif au point bas de la descente, éloignée de plusieurs centaines ou milliers de mètres.
 - En plaçant un système de pilotage juste après le point bas de la descente, on ne fait que déplacer les festons de quelques mètres, devant ledit système.

Mesure de la flèche de la bande

Puisque les festons se caractérisent par une flèche de bande entre 2 supports plus grande que celle maximum admise par l'ISO 5048 # 5.3.3 ; alors on pourrait mesurer cette flèche au point bas de la descente, brin porteur, avec :

- un capteur ultra-sons
 - pour une bonne sensibilité et réduire les incertitudes, il faut avoir un pas « long » entre supports (au moins 8-10 m), ce qui est incompatible dans ce contexte où il faudrait plutôt raccourcir le pas entre supports dans la courbe concave au bas de descente
 - idem à la « mesure des vitesses » : quid du pilotage du système de résorption de la flèche de bande.

Mesure de l'allongement de la bande

Je ne connais pas de solution simple et pertinente pour cette mesure ; qui plus est, où et comment mesurer la longueur de référence pour établir l'allongement ?

Mesure de la tension de la bande

Puisqu'un feston ou une boucle découle d'une tension insuffisante de la bande en bas de la descente, on peut la mesurer, brin porteur, au moyen de 2 bascules intégratrices, placées sur la section descendante. La 1^{ère} dans une section parfaitement rectiligne, la 2^{ème} dans une courbe convexe existante ou à créer. Au niveau de l'automate il faut calculer les deltas temps entre les 2 bascules et le point bas de la descente, pour pouvoir calculer la tension probable de la bande en ce point bas et piloter le système de régulation de la tension de la bande.

- La 1^{ère} bascule mesure une masse (bande + produit) en continu, avec une incertitude importante dans une section fortement inclinée (15° - 18°) ;
- La 2^{ème} bascule mesure une masse et un paramètre parasite (la tension de la bande) et qui apparaît parce que la zone de pesage est convexe.
 - C'est de la différence entre ces 2 mesures, en tenant compte tenu du delta temps, que ressort la tension de la bande.
 - Même si ce système de mesures de la tension semble plus pertinent, son efficacité dépend toujours du temps de réaction du système (idem à « mesure des vitesses »).

Mesure du débit à l'alimentation

Cette mesure de débit ne sert pas à réguler la quantité de produit délivré sur la bande, pour prévenir une formation de feston ou de boucle, puisque l'exploitant attend une manutention au débit maximum du cahier des charges ; celle-ci **sert seulement à connaître ce débit à l'instant T**.

Cette mesure de débit et de la vitesse de bande peut être réalisée au moyen d'une bascule intégratrice classique ou d'autres systèmes. Elle renseigne l'automate sur la quantité de produit manutentionnée à chaque instant. Sur la base d'un schéma calculé, l'automate actionne l'embrayage d'une ou plusieurs **génératrices** du ou des **rétroboosters**^(8.2), avec le décalage temps spécifique à la localisation de chaque rétrobooster. À ce moment, les rétroboosters freinent la bande, proportionnellement à la quantité de produit manutentionnée, dans leur section de référence, pour contenir son allongement à une valeur suffisamment basse pour qu'il subsiste une tension minimum dans la bande au point bas de la descente (cf. [fig.13](#)).

Le fait de pouvoir embrayer un nombre de génératrices en rapport avec la quantité réelle de produit sur la bande permet d'exploiter le convoyeur à vide sans devoir vaincre les forces résistantes des génératrices et de produire, en charge, une énergie restituée sur le réseau électrique.

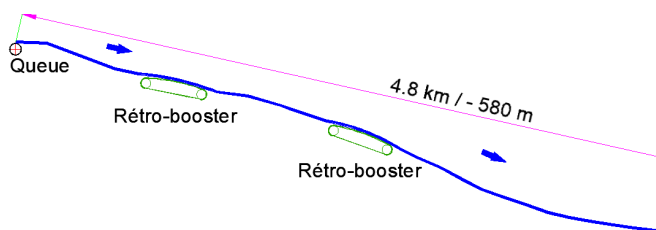


Fig.10.1 : Longue section descendante avec 2 rétroboosters et 8 génératrices auto-pilotées

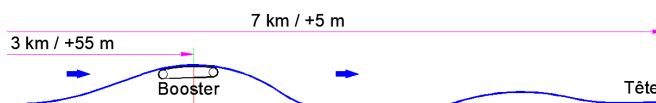


Fig.10.2 : Long entraxe vallonné avec 1 booster

Maîtrise de l'allongement de la bande

Maîtriser ou plus exactement réduire l'allongement de la bande dans la section descendante est « **LA** » solution pour **supprimer les festons**, au point bas de la descente, ou **la boucle** devant le tambour de tête.

L'**allongement** de la bande est fonction de l'**élasticité des câbles de chaîne** de sa carcasse et des **forces** qui lui sont appliquées. Ces forces dépendent de la loi : « $E=1/2m \cdot v^2$ ». Pour éliminer les festons, il faut travailler sur les facteurs « m » et « v ».

Réduction du débit

Comme cela est écrit dans l'introduction de cet article, la **réduction du débit**, c'est-à-dire la réduction de la masse de produit en mouvement, est une solution, puisque cette réduction abaisse la valeur « m » de l'équation.

Par rapport au débit nominal du cahier des charges, cette réduction est souvent importante, de l'ordre de **50 % du nominal**, voire moins.

*Quel exploitant de camions accepte de les faire rouler à 50 % de leur capacité ? ... Aucun !
Mais cette solution ne semble pas gêner les exploitants de convoyeur !*

À leur décharge, le problème des festons concerne des grands convoyeurs qui s'inscrivent dans un outil industriel complexe et, souvent, les besoins des 1^{ères} années d'exploitation font que les convoyeurs tournent à demi-charge. Plus tard, lorsque la production atteint son niveau nominal, les problèmes sur les convoyeurs apparaissent. Pour y faire face, le débit est limité et oblige l'exploitant à augmenter les heures de travail du convoyeur ; pour autant, il ne dépose pas de recours au titre de la garantie de performance, puisque les délais sont passés... sauf qu'actionner un recours au titre de « **vice caché** », reste recevable très longtemps après la 1^{ère} mise en service.

Réduction de la hauteur de dénivelé

Si cette solution est pertinente en théorie, elle est quasiment impossible à appliquer dans le sens où la hauteur de dénivelé reste une donnée imposée. D'autre part, remplacer un grand convoyeur par n convoyeurs plus courts est une aberration.

Augmentation de la résistance de la bande

On peut réduire l'allongement de la bande en augmentant sa résistance à la rupture, pour tous les autres paramètres constants. Cet allongement dépend de :

- matériau des câbles de chaîne (acier, aramide, polyester) ;
- leur mise en œuvre (cordes, câbles droits, tissés) ;
- leur résistance à la rupture ;
- la charge qui leur est appliquée (débit/.../vitesse).

Par exemple, en passant d'une bande de **2 000 N/mm** de résistance à la rupture à une bande de **2 500 N/mm**, le gain est de : $[100/2000 \cdot 2500] - 100 = +25 \%$.

Ainsi l'allongement global de la bande serait réduit.

En réalité, la capacité de charge de la bande, de +25 %, doit être minorée puisque le poids de la carcasse de la bande augmente en proportion, à tous autres caractéristiques identiques (épaisseurs et qualité des revêtements, renforts en trame, breaker).

Exemple :

- bande St 2000, largeur 1000 mm, 80 câbles $\varnothing$ 5.6 mm, poids net carcasse : **19.8 kg/m**
- bande St 2500, largeur 1000 mm, 63 câbles $\varnothing$ 7.2 mm, poids net carcasse : **25.7 kg/m**

Ce poids supplémentaire de **5.9 kg/m** influence défavorablement le facteur « m » de l'équation dans la section descendante, du point de vue des festons, et il est pénalisant pour toutes les autres sections du convoyeur.

Exemple

- vitesse bande : 3.6 m/s
- Δ poids entre les 2 bandes : 5.9 kg/m
- longueur section descendante : 3 200 m
- dénivelé : 550 m
 - résultante : 3 339 m

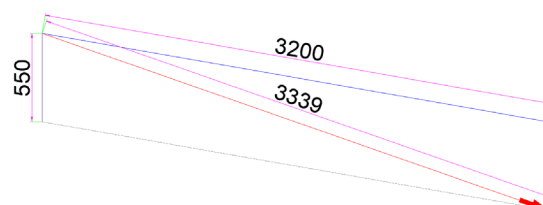


Fig.11 : représentation de la résultante des forces
 $E = \frac{1}{2} m \cdot V^2 = 0.5 \cdot (5.9 \cdot 3339) \cdot 3.6^2 = +127.7 \text{ kJ}^{(11)}$

La solution qui consiste à augmenter la résistance à la rupture de la bande est à considérer sous une approche globale du convoyeur, des points de vue techniques et achats.

Nota :

Souvent, au début de la section descendante, le produit manutentionné applique des forces **qui font monter la RMBT à 200 % et plus**. Cet excès apparaît rarement dans les notes de calcul.

... / ...

L'erreur, généralement commise, dans les calculs, tient au fait que les forces « négatives⁽¹²⁾ » (bande poussée par le produit) dans la descente sont déduites des forces de traction des autres sections. Cette opération donne un bilan global plus favorable. Le piège tient au fait que ces forces négatives ne peuvent pas être intégrées dans le bilan des tensions dans la bande, puisqu'elles ne permettent pas de pousser les tronçons de bande au-delà du point bas de la section descendante.

Néanmoins, ces forces négatives peuvent être converties en « *énergie restituée* » au moyen de génératrices associées aux rétroboosters.

Masse bande réduite avec 1 carcasse aramide

Le même développement ci-dessus s'applique à la bande à carcasse aramide, avec un allongement élastique similaire à l'acier. Soit une bande type 2500 N/mm et un poids de carcasse aramide de **3.1 kg/m²**, au lieu des **25.7 kg/m²** de l'équivalent acier, la réduction de masse est de $[100 - (100/25.7 * 3.1)] = -88 \%$

Cette solution technique idéale a l'inconvénient majeur du coût élevé de l'aramide et à un approvisionnement très problématique, qui rendent la solution hasardeuse sur le plan industriel.

Néanmoins, une partie du coût d'achat peut être compensée par l'acquisition d'une bande de résistance à la rupture plus basse, par exemple 1800 – 1600 N/mm, puisque le calcul global du convoyeur démontrera un besoin en résistance de la bande moindre, du fait de son faible poids, et un rendement énergétique plus favorable, grâce à d'autres optimisations.

Diminution de la masse des composants (hors produit)

Cette solution, qui se doit d'être systématique, concerne la bande, les rouleaux, les tambours. Elle apporte des avantages significatifs à tous les niveaux sur les plans technique, énergétique, achats, fiabilité et sécurité. Elle est rarement exploitée, du fait des habitudes de conception.

Poids de la bande (2^{ème} approche) :

Sur les grands convoyeurs, il est souvent utilisé des bandes avec des revêtements caoutchouc de forte épaisseur, au prétexte de protéger la carcasse de la bande de l'abrasion et du poinçonnement, ce qui semble louable. Néanmoins, les risques de dégradation de la carcasse sont très limités, puisque l'usure par abrasion et poinçonnement se fait au point d'alimentation du convoyeur et au passage du racleur au tambour de tête ; de plus une alimentation bien pensée⁽¹³⁾ réduira considérablement le facteur abrasion et poinçonnement ; quant à l'usure par le racleur, elle diminuera proportionnellement avec la réduction de la vitesse de la bande.

Exemple :

Par rapport à une bande St 2500/1 **5.5+5.5**, où 5.5 est l'épaisseur en mm des revêtements faces porteuse et de roulement, on peut opter pour des épaisseurs de revêtement de **4+3 mm** ; ce delta de **4 mm** donne une réduction du poids de bande de : $[1.2 * 4 * 1] = 4.8 \text{ kg/m}^2$

(1.2 = densité caoutchouc). C'est bon à l'achat et en technique.

Poids des rouleaux :

Sur les grands convoyeurs la réduction de poids des rouleaux sur toute la longueur du convoyeur, brin porteur et brin retour, avec une réserve sur les sections à courbe concave, peut être considérable. Une réduction de 50 % de leur poids, voire plus, est tout à fait atteignable.

Pour cela, il faut recalculer le pas entre supports de chaque section de convoyeur, brin porteur et brin retour, sur la base de l'article 5.3.3 de l'ISO 5048 v.1989 ; y compris dans les virages, pour tendre vers une flèche de bande de 2 % du pas, selon le produit manutentionné (produit thixotrope exclus).

- brin porteur, d'un pas usuel de 1 à 2 m, on peut atteindre sans contre-indication un pas de 4 à 6 m et plus... sous réserve de calcul.
- brin retour, d'un pas usuel de 3 m, on peut atteindre sans contre-indication un pas de 15 m, voir 24 à 30 m dans le cas d'un tambour de commande en queue ; encore faut-il que la conception du châssis le permette, ce qui n'est pas toujours possible sans modifications importantes ; mais pour un projet de convoyeur : n'hésitez pas ! Faites le calcul !

Si vous combinez à cette cure d'amaigrissement drastique une réduction de la vitesse de bande, vous décrocherez le gros lot !

Exemple

Calcul d'un grand convoyeur dans sa conception d'origine, puis optimisée en masse de rouleaux :

- origine : pas usuel entre supports
 - masse rouleaux : 226 102 kg
 - vitesse bande : 3.6 m/s
 - $E = \frac{1}{2} 226102 * 3.6^2 = 1\,465.1 \text{ kJ}$
- optimisée : pas allongé entre supports
 - masse rouleaux : 115 367 kg
 - vitesse bande : 2.0 m/s
 - $E = \frac{1}{2} 115367 * 2.0^2 = 230.7 \text{ kJ}$

Poids des Tambours :

Ce point ne concerne pas directement la section descendante, mais le calcul complet du convoyeur.

Une réduction de la masse des tambours passe par la suppression de tous les tambours inutiles, démarche trop souvent négligée, mais en terme d'économie d'énergie le gain reste modeste ; néanmoins, il y a un réel gain sur la fiabilité et la sécurité du convoyeur.

Poids du produit au mètre linéaire :

Pour un débit donné, réduire le poids du produit par mètre linéaire passe obligatoirement par l'augmentation de la vitesse de la bande. Cette solution, si elle est juste, à 1^{ère} vue, par rapport à la formation des festons, elle peut se révéler, au final, contre performante.

Il est important de procéder au calcul complet du convoyeur et aux nombreux calculs de détails pour aboutir au meilleur choix sur la vitesse de la bande. Ici, il est important de rappeler que **ces grands convoyeurs**, avec une grande section descendante à fort dénivelé

comportent souvent des virages, dont la présence complique les calculs. Cette quantité réduite de produit par mètre est le choix de nombreux constructeurs pour les convoyeurs avec virages. Pour statuer sur ce choix, il faut analyser les calculs.

À l'inverse, **notre ingénierie recommande l'augmentation du poids du produit par mètre en réduisant la vitesse** de la bande.

Pourquoi ?

Parce que, la vitesse est au carré dans l'équation !

Exemple

Calcul de l'énergie produite par le déplacement du produit, à débit constant en t/h, dans la section descendante, d'un grand convoyeur à **vitesse d'origine et optimisée** :

- origine :
 - vitesse bande : **3.6 m/s**
 - débit : 600 t/h
 - poids produit/m : $[600\ 000/3600/3.6] = 46.3\text{ kg/m}$
 - résultante section descendante : 3 339 m
 - masse : $[46.3 \times 3339] = 154\ 596\text{ kg}$
 - $E = \frac{1}{2} 154596 \times 3.6^2 = \mathbf{1\ 001.8\ kJ}$
- optimisée :
 - vitesse bande : **2.0 m/s**
 - débit : 600 t/h
 - poids produit/m : $[600\ 000/3600/2.0] = 83.3\text{ kg/m}$
 - résultante section descendante : 3 339 m
 - masse : $[83.3 \times 3339] = 278\ 250\text{ kg}$
 - $E = \frac{1}{2} 278250 \times 2.0^2 = \mathbf{556.5\ kJ}$

On peut constater que la réduction de la vitesse de la bande, qui augmente proportionnellement la masse de produit par mètre linéaire, donne une quantité d'énergie moindre, soit une moindre contrainte sur la bande, donc un moindre allongement.

Conclusion sur la maîtrise de l'allongement la bande

Maîtriser l'allongement de la bande dans la section descendante est la 1^{ère} étape d'une ingénierie bien menée pour réduire le risque de formation de festons au point bas de la descente ou de la boucle au tambour de tête.

Les différentes solutions énoncées ci-dessus sont les 1^{ères} à mettre en œuvre en les combinant et à valider systématiquement par le calcul complet du convoyeur, y compris par les calculs de détail, afin de ne pas se fourvoyer dans une solution contreproductive.

Mais si la **tension** de la bande, due à sa surlongueur au bas de la descente, est trop basse pour **garantir** en toutes circonstances une **flèche de bande inférieure à 2 % du pas** entre **supports** (ISO 5048 #5.3.3), alors il faut mettre en place des **solutions** pour la « freiner ».

Solution pour freiner la bande

Toutes les solutions précédentes ont pour objet, en bonne logique mécanique, de réduire les contraintes sur la bande. Si elles ne sont pas suffisantes pour prévenir le

risque de festons ou de boucle, il convient d'appliquer les solutions complémentaires suivantes :

Angle de pincement des supports à rouleaux

Cet angle suit la norme ISO 1537 et sa valeur maxi est limitée à 3°. Ce pincement génère une force résistante qui s'oppose à l'avance de la bande. Encore faut-il que la bande reste « à vie » en bon état et que **son contact avec les rouleaux latéraux soit d'au moins 70 %** de leur longueur. Cet angle de 3° a été fixé pour limiter l'usure des rouleaux et la face de roulement de la bande. Rien n'interdit d'augmenter cet angle de pincement pour augmenter les forces résistantes ... au risque et péril de l'exploitant du convoyeur par rapport à l'usure des rouleaux et de la bande.

Le principe physique du « pincement » consiste à convertir le frottement bande/rouleau en chaleur... en pure perte, pour des performances modestes de freinage de la bande. Au final, cette solution va à l'encontre des objectifs écoresponsables.

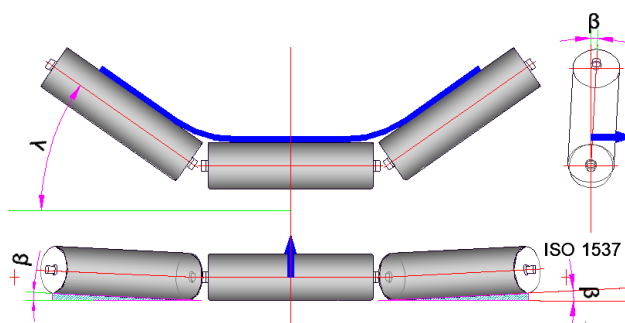


Fig.12 : vues de dessus et côté avec angle de pincement β

Rouleaux « frein »

Comme pour l'angle de pincement, le principe physique de la cartouche frein, interne au rouleau, consiste à convertir le frottement en chaleur... en pure perte. Le contact bande/rouleau doit être suffisant pour qu'il n'y ait pas glissement entre les 2 éléments. À la différence de l'angle de pincement, il n'y a pas d'usure de la face de roulement de la bande. Le montage des rouleaux frein n'est pas adapté aux grands convoyeurs avec des charges importantes ; leur vitesse est limitée à 0.55 m/s, pour une charge de 1200 kg, pour une pente de <4 %. Leur application concerne la manutention de charges unitaires. Au final, cette solution n'est pas applicable et elle irait à l'encontre des objectifs écoresponsables.

Installation de rétroboosters avec génératrices

Selon **C3 Expert**, la **seule solution pertinente consiste à installer un ou plusieurs rétroboosters de type « cassette », à 4 génératrices à embrayage piloté**. Le fait d'avoir 4 génératrices permet de moduler la force de freinage, en pilotant le nombre de génératrices actives de chaque rétrobooster, à l'instant T selon le débit manutentionné, en activant son embrayage. L'énergie produite est réinjectée sur le réseau électrique, avec un rendement de ≈ 0.8.

Au final, cette solution « rétroboosters et génératrices »

- couvre le besoin technique en supprimant tout risque de feston au point bas de la descente ou de boucle devant le tambour de tête, en freinant la bande de proche en proche (plusieurs points d'installation) ;
- permet l'acquisition d'une bande de résistance à la rupture plus basse, avec un meilleur niveau de sécurité, pour un coût réduit ;
 - le delta sur le prix d'achat de la bande autofinance tout ou partie celle des rétroboosters (et boosters sur les autres sections) ; cet aspect financier est d'autant plus vrai que la bande est longue ;
- le type cassette permet d'ajouter facilement des rétroboosters (idem pour les boosters) dans le cas de convoyeurs dont l'entraxe s'allonge dans le temps ou que l'exploitant augmente le débit du convoyeur ;
- l'interchangeabilité de ces équipements facilite la maintenance
- le bilan énergétique annuel du convoyeur permet un retour sur investissement rapide, puis des économies d'exploitation. Ces économies dépendent du prix du kilowattheure du site d'exploitation... parfois très élevé !

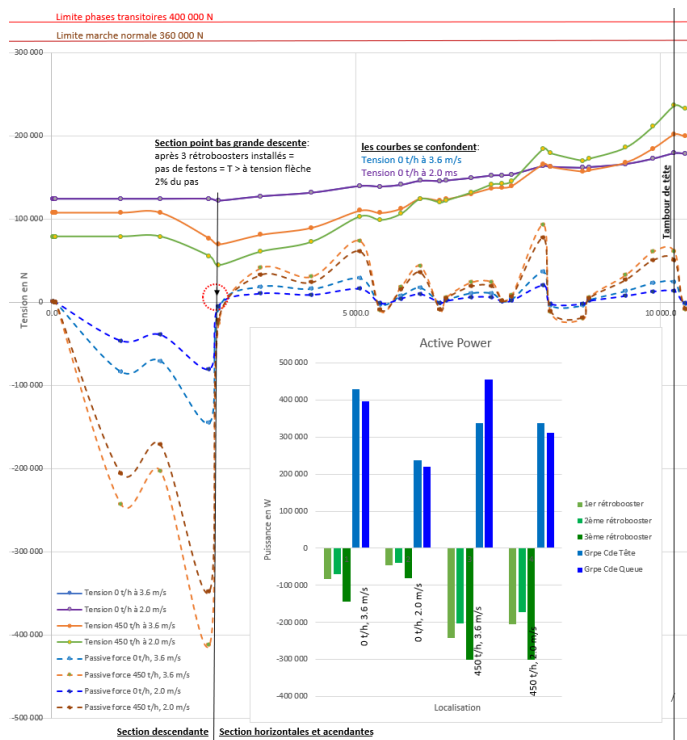


Fig.13 : Graphes sur tension bande avec 3 rétroboosters installés sur la grande section descendante. La tension de bande au point bas de la descente est > à la tension mini exigée pour limiter sa flèche à 2 % du pas entre supports.

Force passive :

C'est la résistance au roulement et à l'élévation du produit, etc. Elle est positive quand il y a une résistance et négative quand il y a entraînement... par le produit.

Force active :

C'est la résistance active des rétroboosters (dans la descente) et l'entraînement actif des moteurs en tête et en queue, ou à une localisation intermédiaire. Elle est positive quand il y a entraînement et négative quand il y a résistance.

La tension dans la bande cumule des forces actives et passives (partant de la valeur de pré-tension).

Ingénierie du profil de la section descendante

Dans les paragraphes précédents sont décrites les solutions pour maîtriser l'allongement de la bande et comment la freiner avec profit en récupérant l'énergie produite.

Fort des solutions énoncées ci-dessus, la performance d'un projet de convoyeur peut être améliorée en travaillant le profil en long de la section descendante en s'approchant d'un profil de « cycloïde » afin d'augmenter l'énergie restituée par les rétroboosters.

Source des Illustrations :

<https://fr.wikipedia.org/wiki/Cyclo%C3%AFde>

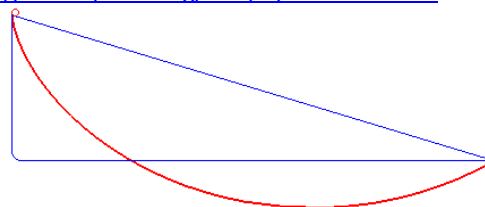


Fig.14.1 : la cycloïde est une courbe brachistochrone*

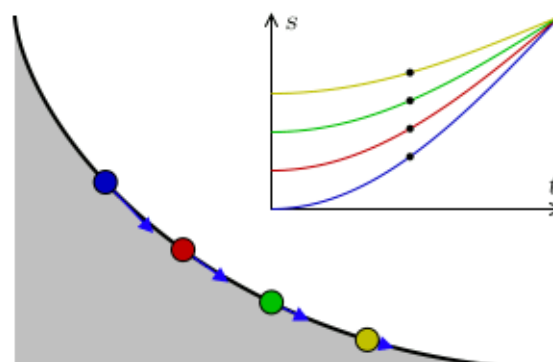


Fig.14.2? : la 1/2 arche de cycloïde est une courbe tautochrone

CONCLUSION

Pour éliminer le risque de festons ou de boucles, il faut maîtriser les allongements de la bande en amont du point bas de la grande section descendante. Pour cela, il faut réduire toutes les contraintes qui influencent les facteurs **m** et **V** de l'équation « énergie », puis, si nécessaire, il faut installer un ou plusieurs rétroboosters avec génératrices pour freiner la bande dans la section descendante.

Cette démarche s'applique sur les convoyeurs existants et pour les projets, avec des profits importants à la clé.

Marc des Rieux, Expert

✉ marc.desrieux@c3-expert.com

🌐 www.c3-expert.com

NB : Nous attendons vos commentaires et remarques sur ce texte.

Ma publication établit l'état de l'art.

Lexique

(1) feston : la bande forme une boucle entre 2 supports, avec une profondeur importante.

(2) longueur en statique: longueur totale « sans fin » de la bande après un arrêt à vide et fonction de la force appliquée par le système de pré-tension.

(3) RMBT: Résistance **M**aximum (admissible) de la **B**ande pour sa **T**ension ; c'est la tension dans la bande par rapport à sa résistance à la rupture. Une RMBT de 100 % vaut 10% de sa valeur de rupture.

(4) calcul: notre logiciel **C3**® et un outil adapté à ce type de calcul

(5) élasticité: allongement « non permanent » des câbles de chaîne, lorsqu'on leur applique une force de traction et que le câble reprend sa longueur initiale lorsque la force est revenue à 0 N. Si la limite élastique est dépassée la bande subira un allongement permanent qui s'additionnera jour après jour.

(6) câbles de chaîne: la carcasse de la bande, composant principal de la bande, est formée d'une nappe de câbles dans le sens de sa longueur. Les câbles de chaîne supportent toutes les tensions.

(7) pré-tension : force appliquée au tambour de tension, mise en œuvre avant la mise en service du convoyeur. Elle doit garantir le non - patinage du tambour de commande, la flèche limite de la bande en tout point du convoyeur, la stabilité de trajectoire de la bande au tambour supportant la plus faible tension de bande.

(8.1) booster : groupe de commande auxiliaire, comportant de 1 à 4 moteurs, installés sous la bande principale, brin porteur, brin retour, selon le besoin. Le type cassette comporte une bande très courte qui entraîne par contact la bande principale.

(8.2) rétrobooster : idem au booster avec des génératrices en lieu et place des moteurs.

(9) chaînette : profil de la bande en forme d'arc entre 2 supports à rouleaux

(10) cinétique : étude du mouvement et des forces en jeu.

cinématique : étude du mouvement sans prendre en compte les forces qui le provoquent

(11) Joule à kWh : $1 \text{ kJ} = 0.00027 \text{ kWh}$; $1 \text{ kWh} = 3\,600 \text{ kJ}$

(12) force négative : dire que la force produite par le déplacement du produit dans la descente est « négative » est une facilitée d'usage dans les calculs.

(13) alimentation bien pensée : il s'agit de privilégier une alimentation en masse et de disposer d'une goulotte à rives divergentes.