



0572

0067

0067

0912



**02C**

## **INFORMAZIONI TECNICHE**

---

## **APPLICAZIONI E CRITERI**

---

## **DI PROGETTAZIONE**

Un trasportatore a rulli è costituito da un telaio che sostiene una serie di rulli sui quali le unità di carico sono mosse a spinta, dalla forza di gravità o dagli stessi rulli messi in rotazione per mezzo di cinghie o catene.

Scopo di questo capitolo è di evidenziare i principali fattori che determinano la scelta dei rulli in diversi tipi di trasportatori.

**02C**

## **TECHNICAL INFORMATION**

---

## **APPLICATIONS AND**

---

## **DESIGN CRITERIA**

*A roller conveyor consists of a frame that supports a series of rollers on which the unit loads are moved by thrust, by the force of gravity or by the same rollers set in rotation by means of belts or chains.*

*The purpose of this chapter is to highlight the main factors that determine the choice of rollers in different types of conveyors.*

**DESCRIZIONE DI UN TRASPORTATORE A RULLI**

Un trasportatore a rulli o rulliera, è costituito da un telaio che sostiene una serie di rulli sui quali le unità di carico sono mosse a spinta, per gravità o dagli stessi rulli messi in rotazione con mezzo di cinghie o catene. Un trasportatore a rulli può essere composto da sezioni rettilinee e da sezioni curve.

Le sezioni curve possono essere a rulli doppi, oppure a rulli conici. Il raggio di una curva è misurato sul lato interno della fiancata interna. Le unità di carico sono trasportabili se la superficie a contatto con i rulli è sufficientemente piana, rigida e tale da garantire il contatto con almeno 3 rulli.

**INTERASSE FRA I RULLI**

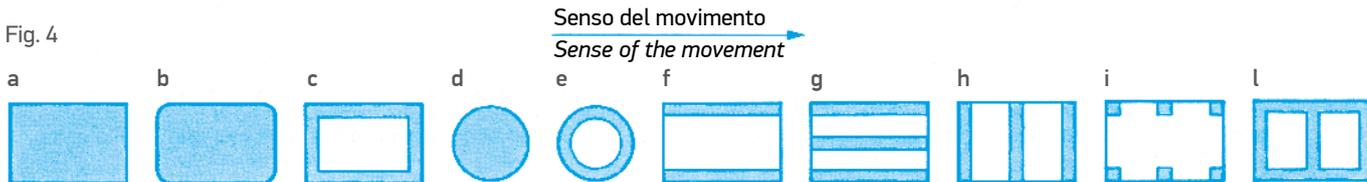
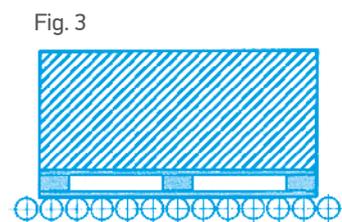
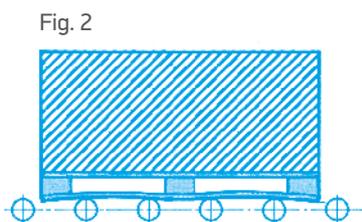
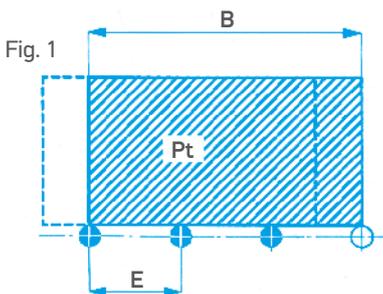
**SIMBOLI**

- E** [mm] interasse fra i rulli
- AC** [mm] larghezza del carico trasportato
- B** [mm] lunghezza del carico trasportato
- n** numero dei rulli impegnati per carico

L'interasse dei rulli dipende dalla lunghezza dell'unità di carico, dal suo peso e dalle caratteristiche della superficie d'appoggio che sono, oltre alla qualità, la rigidità (fig. 2) e la forma (figure 4a - 4l). L'interasse massimo è quello che impegna 3 rulli (fig.1) e si adotta solo se le buone caratteristiche della superficie d'appoggio lo permettono.

L'interasse deve essere diminuito ed il carico impegna un maggior numero rulli, quando le superfici d'appoggio del carico lo richiedono (figure 3, 7,8) ed anche quando, a conti fatti, è più conveniente usare numerosi rulli leggeri anziché di pochi rulli medi o pesanti.

**$E = B:n$  e per  $n = 3 E = B:3$**



**DESCRIPTION OF A ROLLER CONVEYOR**

A roller conveyor consists of a frame that supports a series of rollers on which the unit loads are moved by thrust, by the force of gravity or by the same rollers set in rotation by means of belts or chains. A roller conveyor can be made up of straight lined and curved sections.

The curved sections can be fitted with double or conical rollers. The radius of a curve is measured on the inside of the inner flank. The unit loads are conveyable if the resting surface is smooth, solid and long enough to extend itself over at least 3 rolls.

**ROLLERS INTERAXLE SPACING**

**SYMBOLS**

- E** [mm] interaxle spacing between rollers
- AC** [mm] unit load width
- B** [mm] unit load length
- n** number of rollers engaged by the unit load

The rollers interaxle spacing depends on the length of the unit loads and on the features of the rest surface which are, in addition to quality, stiffness (fig. 2) and shape (images 4a - 4l). The maximum spacing is the one which engages 3 rollers (fig. 1) and it is only adopted when the good features of the rest surface allow doing so.

The interaxle spacing must be decreased when the unit load rest surfaces require so (images 3, 7, 8) and also when it altogether proves to be more advantageous to use many light-duty rollers instead of a few medium or heavy-duty rollers.

**$E = B:n$  and for  $n = 3 E = B:3$**

**DISTRIBUZIONE DEL CARICO SUI RULLI**

**SIMBOLI**

- P** [N] carico nominale che grava su un rullo (in Newton).
- Pmax** [N] carico massimo che può trovarsi a gravare su un rullo.
- Pt** [N] forza peso del carico trasportato.
- γ** coefficiente d'irregolarità d'appoggio del carico trasportato.
- Cr** [N] capacità di carico (di catalogo) del rullo.

È necessario distinguere il carico «nominale» che grava su un rullo dal carico «massimo» che può gravare sul rullo stesso a causa delle inevitabili irregolarità d'appoggio.

**$P = Pt / n$**

Il carico massimo si usa per determinare la scelta del rullo.

**$Pmax = Pt / n \cdot \gamma$  e dovrà essere  $Pmax \leq Cr$**

Il coefficiente d'irregolarità d'appoggio del carico generalmente si considera:

- $\gamma = 0,7$  quando il carico impegna 3 rulli.
- $\gamma = 0,5$  quando il carico impegna «n» rulli.

**ESEMPLI**

- 1) Il carico trasportato è costituito da un contenitore di ferro, rigido, con forma «4c», lunghezza B = 600 mm, e forza peso Pt = 2250 N.  
Si stabilisce n = 3 e si determina:  
E = 200 mm P = 750 N e Pmax = 1071 N
- 2) L'unità di carico è costituita da pallet di legno con assicelle poco rigide (fig. 2) e forma di appoggio «4g»  
AC = 800 mm B = 1000 mm Pt = 5000 N  
Si stabilisce E = 100 mm e si ricava:  
n = 10 P = 500 N Pmax = 1000 N

Fig. 5

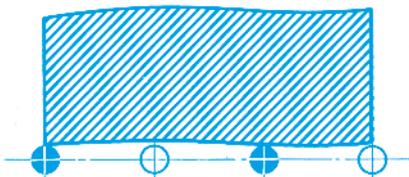


Fig. 7

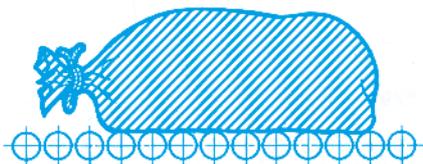


Fig. 6

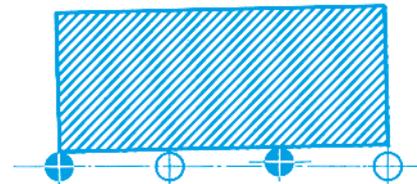
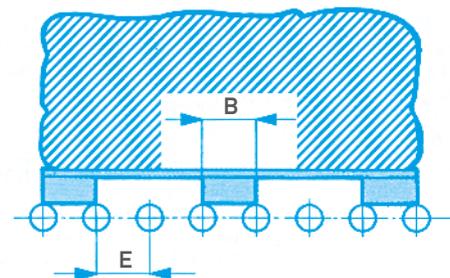


Fig. 8



**DISTRIBUTION OF UNIT LOAD ON THE ROLLERS**

**SYMBOLS**

- P** [N] load weighing on one roll (in Newton).
- Pmax** [N] maximum load that may weight on one roller.
- Pt** [N] weight force of the conveyed unit load.
- γ** conveyed unit load surface irregularity factor.
- Cr** [N] load capacity (as per catalogue) of the roller.

It is necessary to distinguish the «rated» load weighing on one roller from the «maximum» load that may weight on the same roller owing to inevitable resting irregularities.

**$P = Pt / n$**

The maximum load is used to choose the proper roller.

**$Pmax = Pt / n \cdot \gamma$  and will have to be  $Pmax \leq Cr$**

The unit load resting irregularity factor is generally considered as follows:

- $\gamma = 0,7$  when the unit load engages 3 rolls.
- $\gamma = 0,5$  when the unit load engages «n» rolls.

**EXAMPLES**

- 1) The conveyed object consists of an iron, stiff vessel «4c» shaped, B = 600 mm long and weighting Pt = 2250 N  
n = 3 is established and one determines:  
E = 200 mm P = 750 N and Pmax = 1071 N
- 2) The unit load consists of a wooden pallet with rather flexible beams (fig. 2) and a «4g» rest shape.  
AC = 800 mm B = 1000 mm Pt = 5000 N  
E = 100 mm is established and one obtains:  
n = 10 P = 500 N Pmax = 1000 N

### DETERMINAZIONE DELLA LUNGHEZZA DEI RULLI

La lunghezza utile dei rulli **U** va determinata tenendo conto della larghezza e, nel caso di curve, anche della lunghezza dell'oggetto trasportato. Per la lunghezza di montaggio **L**, bisogna tenere conto anche della sporgenza dell'asse (L-T) e, nel caso di rulliere motorizzate, dell'ingombro della motorizzazione.

Il raggio di una curva è misurato sul lato interno della fiancata interna e generalmente si proporziona:

Rulli interi cilindrici	$Ri \geq 2,5 L$
Rulli doppi in asse	$Ri \geq 1,5 L$
Rulli tripli in asse o conici	$Ri < 1,5 L$

#### SIMBOLI

<b>AC</b> [mm]	larghezza del carico
<b>B</b> [mm]	lunghezza del carico
<b>M</b> [mm]	quota interna del telaio oppure distanza fra le sponde di guida.
<b>Ri</b> [mm]	raggio di una curva misurato sul lato interno di una fiancata interna.
<b>U</b> [mm]	lunghezza utile del tubo di un rullo motorizzato.
<b>L</b> [mm]	lunghezza di montaggio di un rullo folle o motorizzato.

#### ESEMPIO

Si debba eseguire una movimentazione abbastanza complessa di pallet con dimensioni AC = 800 B = 1000 che percorrono sezioni rettilinee folle e motorizzate e curve folle a 90° con Ri = 1500 mm. Si avrà:

$$M = \sqrt{(1500 + 800)^2 + (1000/2)^2} - 1500 + 25 = 879 \text{ mm}$$

Per avere telai della stessa larghezza e la massima intercambiabilità fra i rulli si considera M = U = 900 mm e quindi si sceglie fra le lunghezze unificate il valore L = L' = L'' = 1000 mm

### DETERMINATION OF THE ROLLERS LENGTH

The useful length of the rollers **U** has to be determined taking into account the width and, in the case of curves, also the length of the conveyed object. For the installation length **L** must be taken into account also the axle overhang (L-T) and, for the driven conveyors, the size of the sprockets.

The radius of a curve is measured in the inner side of the inner frame and is generally proportioned as follows:

Cylindrical rolls	$Ri \geq 2,5 L$
One-shaft couples	$Ri \geq 1,5 L$
One-shaft triples or conical rolls	$Ri < 1,5 L$

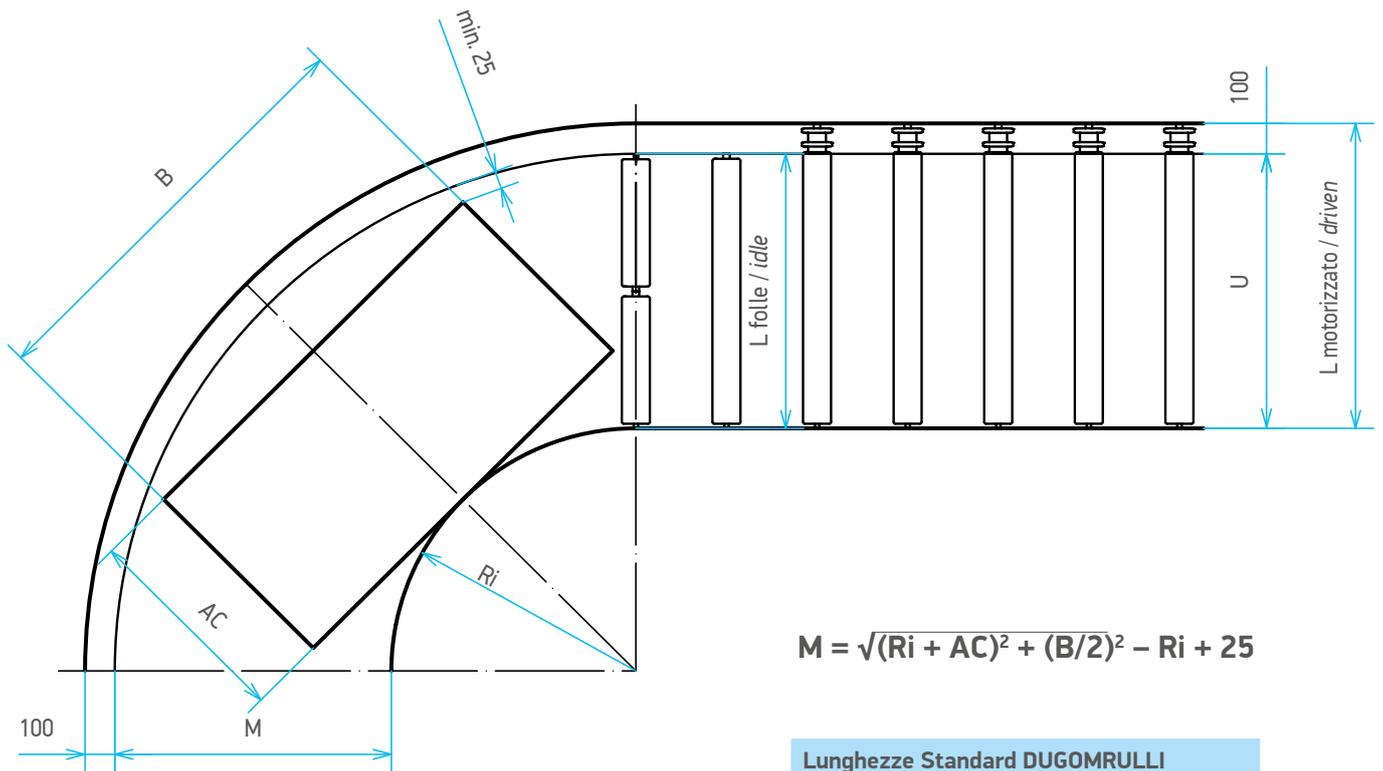
#### SYMBOLS

<b>AC</b> [mm]	unit load width
<b>B</b> [mm]	unit load length
<b>M</b> [mm]	inner width of the frame or distance between the guide edges
<b>Ri</b> [mm]	radius of a curve measured inside an inner flank
<b>U</b> [mm]	effective length of the pipe of a driven roll
<b>L</b> [mm]	assembly length of an idler or driven roll

#### EXAMPLE

Should one have to perform a rather complex pallet handling AC = 800 B = 1000 by straight lined and curved roller conveyors with curves, at 90° with Ri = 1500 mm. One will have:

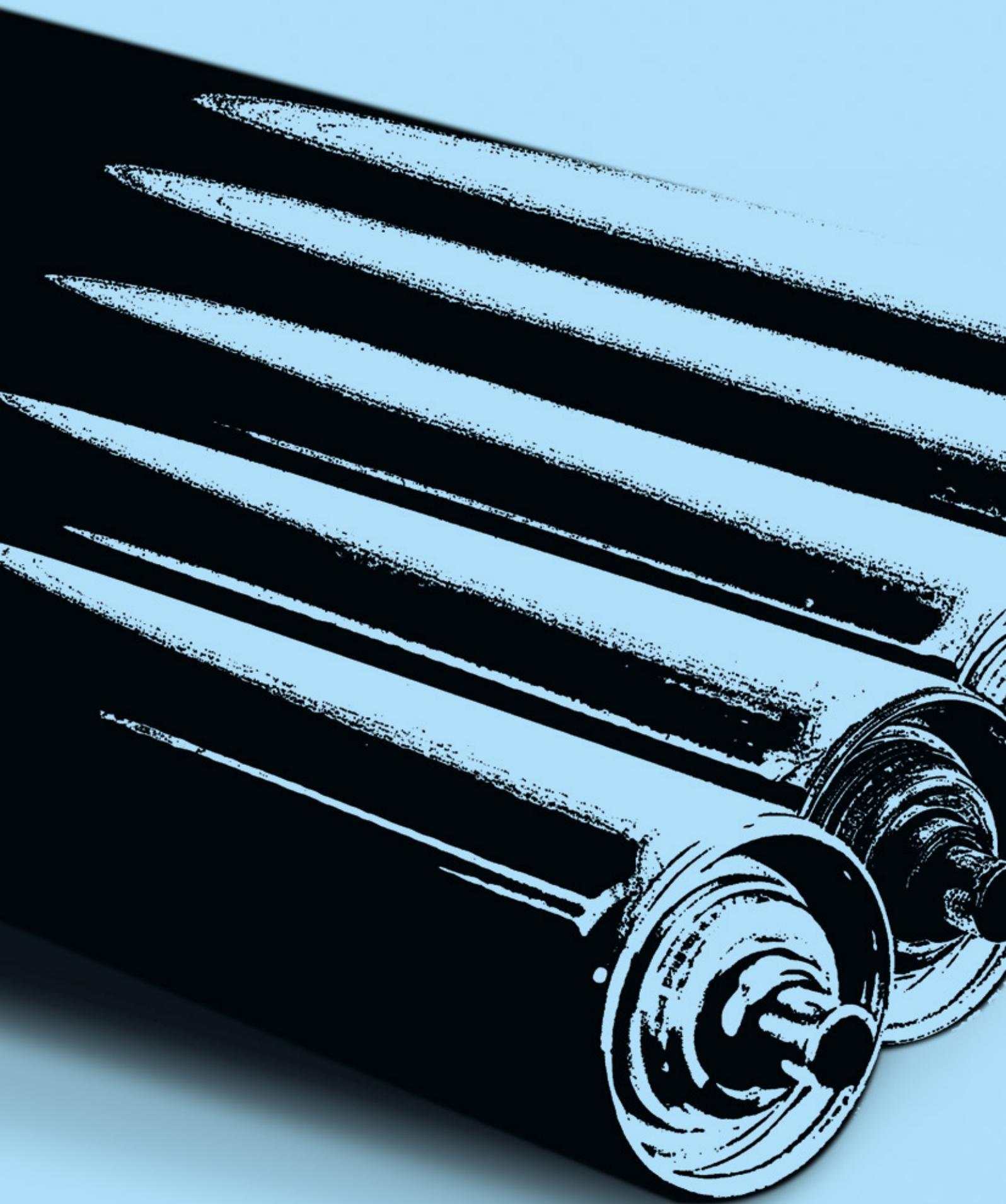
In order to have frames of the same width and the maximum interchangeability between the rollers, we consider M = U = 900 mm and therefore we choose among the standard lengths the value L = L' = L'' = 1000 mm.



$$M = \sqrt{(R_i + AC)^2 + (B/2)^2} - R_i + 25$$

**Lunghezze Standard DUGOMRULLI**  
**DUGOMRULLI standard lengths**

L motorizzato L driven	U	L folle L Idle
400	300	300
500	400	400
600	500	500
700	600	600
800	700	700
900	800	800
1000	900	900
1100	1000	1000
1200	1100	1100
1300	1200	1200
1400	1300	1300





## **02C-1**

# **CALCOLO E SCELTA DEI RULLI PER TRASPORTATORI A GRAVITÀ**

Nelle pagine che seguono sono evidenziati i principali fattori che determinano la scelta dei rulli in un trasportatore a gravità e le caratteristiche minime perché i carichi siano trasportabili.

## **02C-1**

# **CALCULATION AND CHOICE OF THE ROLLERS FOR GRAVITY CONVEYORS**

*In the following pages the main factors that determine the choice of rollers in a gravity conveyor are highlighted, as well as the minimum characteristics for the loads to be transportable.*

## ATTRITO FRA CARICHI E RULLI

L'inclinazione delle rulliere a gravità e la potenza della motorizzazione di quelle motorizzate è funzione anche dell'attrito tra i rulli ed i carichi trasportati, da cui dipende il coefficiente fittizio d'attrito «f».

### SIMBOLI

<b>Pt</b> [N]	forza peso del carico trasportato.
<b>P</b> [N]	carico nominale che grava su 1 rullo.
<b>P1</b> [N]	carico P aumentato del peso rotante del rullo.
<b>f</b>	coefficiente fittizio d'attrito.
<b>F</b> [N]	forza tangenziale per vincere l'attrito di rotolamento fra carico e rullo, l'attrito dei cuscinetti del rullo e l'inerzia al moto del carico trasportato.
<b>Lt</b> [m]	lunghezza in pianta di un trasportatore a rulli.
<b>h</b> [m]	dislivello di un trasportatore a rulli a gravità.
<b>a</b>	angolo di inclinazione di un trasportatore a rulli.
<b>n</b>	numero dei rulli che sostengono il carico trasportato.
<b>F =</b>	<b>P1 · f</b>

I valori di f, comunemente usati per un calcolo di massima sono riportati nella tabella che segue.

## THE FRICTION BETWEEN THE UNIT LOADS AND THE ROLLERS

The inclination of gravity roller conveyors and the power of motorization of motorized ones is also a function of the friction between the rollers and the transported loads, on which the combined friction factor "f" depends.

### SYMBOLS

<b>Pt</b> [N]	weight force of the conveyed unit load
<b>P</b> [N]	load weighing on 1 roll
<b>P1</b> [N]	P load increased with the weight of the roll less shaft.
<b>f</b>	combined friction factor.
<b>F</b> [N]	tangential force to contrast the rolling friction between the Unit Load and the roller, the bearings friction and the Unit Load motion inertia.
<b>Lt</b> [m]	Layout length of a roller conveyor.
<b>h</b> [m]	differences in height of a gravity roller conveyor.
<b>a</b>	angle of inclination of a roller conveyor.
<b>n</b>	number of rolls supporting the conveyed object
<b>F =</b>	<b>P1 · f</b>

The mostly used values are those determined as in the following table:

P1 [N]	Superficie di appoggio del carico sui rulli: Surface on Unit Load Contacting Roller:		
	Metallica Metallic	In legno Wooden	In cartone Cardboard made
coefficiente f factor f			
0 ÷ 100	0,04	0,050	0,06
100 ÷ 500	0,03	0,040	0,06
500 ÷ 1000	0,025	0,035	0,055
> 1000	0,02	0,030	0,05

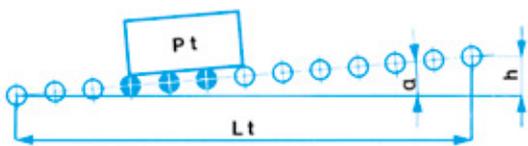
Sono valori validi per carichi trasportati con superfici d'appoggio regolari. Sono compresi i cartoni rigidi.

Sono esclusi i cartoni afflosciati e semivuoti, i sacchi, le balle di stoffa, le casse con righe trasversali, i cartoni con regge o sporgenti o fortemente incastrate, ecc.

### DETERMINAZIONE PRATICA DI «f»

Per una verifica dei valori di «f» in condizioni reali si può inclinare la rulliera o misurare con un dinamometro la forza necessaria per avviare o mantenere in movimento un carico su una corsia piana.

$$\text{Pendenza \%} = f \cdot 100 \quad f = \text{tga} = h / Lt$$



### ESEMPLI

- Un trasportatore a gravità che richiede la pendenza del 3% ha  $f = \text{tga} = 3/100 = 0,03$
- Si abbia un trasportatore piano con unità di carico di 1000 N e con rulli il cui peso rotante è di 30 N. Il carico si mette e si mantiene in movimento con una forza di

$$F = \frac{32,7}{3} = 10,9 \text{ N}$$

$$P1 = \frac{1000}{3} + 30 = 363 \text{ N}$$

$$f = \frac{F}{P1} = \frac{10,9}{363} = 0,03$$

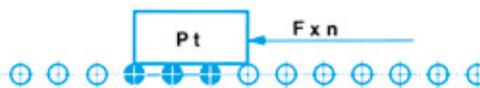
These are valid for unit loads with regular resting surfaces. Stiff cartons are included.

Flabby and half-empty cartons, sacks, fabric bales, cases with cross-wise listels, cartons with straps or protruding or strongly embedded, etcetera, are excluded.

### PRACTICAL DETERMINATION OF «f»

To verify the values of "f" under real conditions, one can incline the roller conveyor or measure with a dynamometer the force required to start or keep the unit load moving on a flat level conveyor..

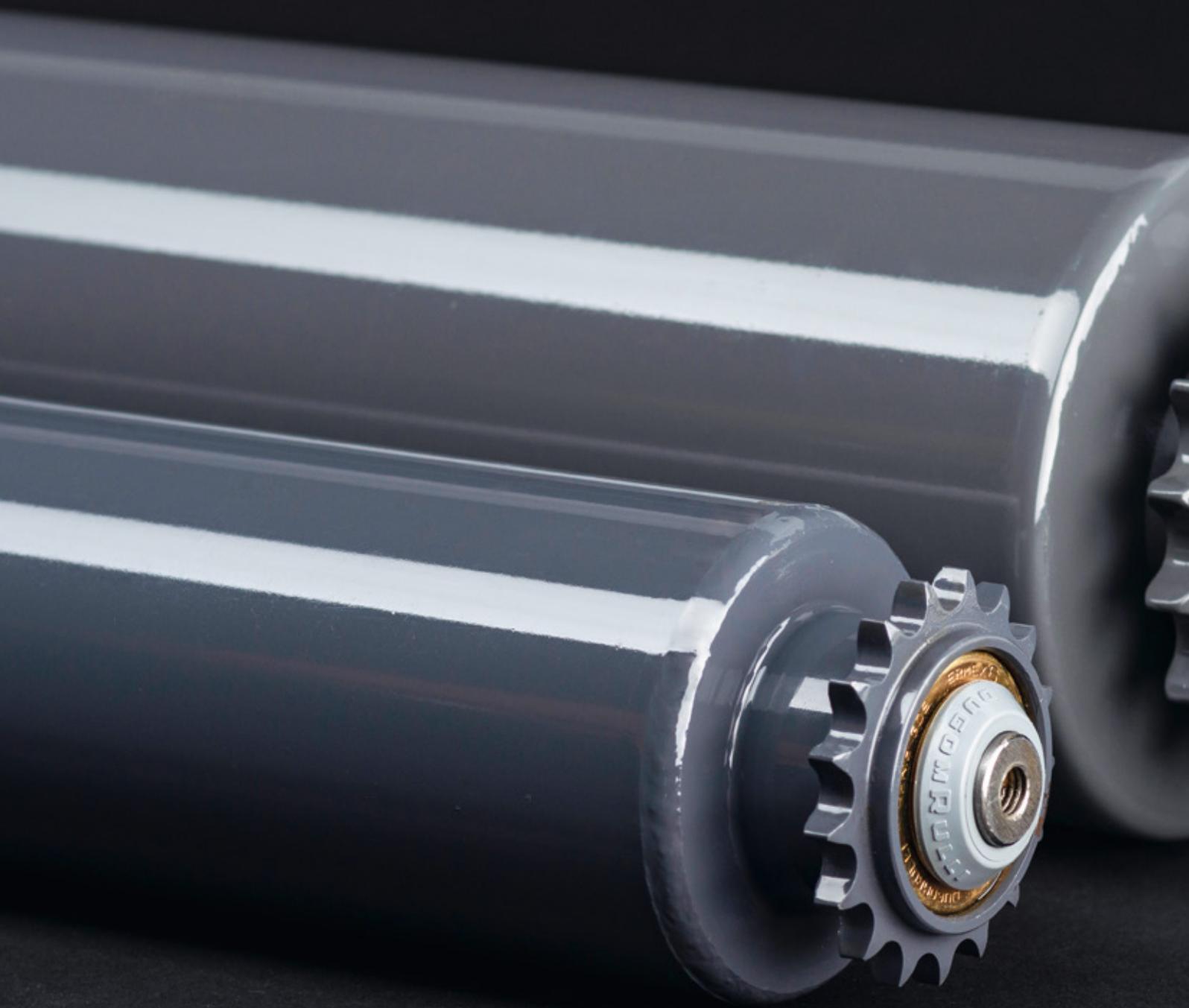
$$\text{Slope \%} = f \cdot 100 \quad f = \text{tga} = h / Lt$$



### EXAMPLES

- A gravity conveyor that requires 3% sloping has  $f = \text{tga} = 3 / 100 = 0,03$
- Let us consider a level conveyor with 1000 N unit load and rollers whose turning weight, less shaft, is 30 N. The unit load starts going and keeps moving with a force of







## 02C-2

# CALCOLO E SCELTA DEI RULLI COMANDATI CON CATENE

In un trasportatore a rulli comandati i carichi sono mossi dagli stessi rulli messi in rotazione per mezzo di cinghie o catene.

Nelle pagine che seguono sono evidenziati i principali fattori che determinano la scelta dei rulli comandati con catene ed il calcolo della potenza richiesta.

## 02C-2

# CALCULATION AND CHOICE OF THE CHAIN DRIVEN LIVE ROLLERS

*In a chain driven roller conveyor the loads are moved by the same rollers which are set in rotation by means of chains. In the following pages the main factors that determine the choice of these rollers and the calculation of the required power are highlighted.*

## RULLI MOTORIZZATI, COMANDATI CON CATENE

I rulli possono essere comandati dalla catena per mezzo di pignoni o di corone.

### RULLI CON PIGNONI

Questi rulli sono provvisti di pignoni il cui diametro primitivo e, in molti casi, anche il diametro esterno, è inferiore a quello del tubo. Quest'ultima caratteristica semplifica il disegno dei telai e permette il trasporto di unità di carico di larghezza maggiore di quella della rulliera. Facilita, inoltre la realizzazione di deviazioni a 90° in entrambe le direzioni.

Questi rulli sono contraddistinti dalle sigle

MTI' se comandati con una catena tangenziale semplice;  
MTI" se comandati con una catena tangenziale doppia;  
MSI se comandati con anelli di catena.

### RULLI CON CORONE

Questi rulli sono provvisti di corone saldate direttamente sul tubo e, quindi, con il diametro primitivo maggiore di quello del tubo. Sono contraddistinti dalle sigle

MTE' se comandati con una catena tangenziale semplice;  
MTE" se comandati con una catena tangenziale doppia;  
MSE se comandati con anelli di catena.

### ELENCO DEI SIMBOLI E DELLE FORMULE SIMBOLI

<b>AC</b>	[mm]	larghezza del carico trasportato.
<b>a</b>	[gradi]	angolo d'inclinazione del trasportatore.
<b>B</b>	[mm]	lunghezza del carico trasportato.
<b>Y</b>		coefficiente d'irregolarità d'appoggio del carico trasportato.
<b>Cr</b>	[N]	capacità di carico (di catalogo) del rullo.
<b>E</b>	[mm]	interasse fra i rulli.
<b>f</b>		coefficiente fittizio d'attrito.
<b>F</b>	[N]	forza tangenziale per vincere l'attrito di rotolamento fra carico e rullo, l'attrito dei cuscinetti del rullo e l'inerzia al moto del carico trasportato.
<b>h</b>	[m]	dislivello di un trasportatore a rulli a gravità.
<b>L</b>	[mm]	lunghezza di montaggio del un rullo.
<b>Lt</b>	[m]	lunghezza in pianta di un trasportatore a rulli.
<b>M</b>	[mm]	quota interna del telaio di un trasportatore oppure distanza fra le sponde di guida.
<b>n</b>		numero di rulli impegnati per carico.
<b>P</b>	[N]	carico nominale che grava su un rullo.
<b>P1</b>	[N]	carico P aumentato del peso rotante del rullo.
<b>Pmax</b>	[N]	carico massimo che può gravare su un rullo.
<b>Pt</b>	[N]	peso del carico trasportato.
<b>Ri</b>	[mm]	raggio di una curva misurato sul lato interno di una fiancata interna.
<b>U</b>	[mm]	lunghezza utile del tubo di un rullo motorizzato.

## CHAIN DRIVEN LIVE ROLLERS

The chain can drive the rollers by means of pinions or ring gears.

### ROLLERS WITH PINIONS

These rollers are equipped with pinions whose pitch diameter and, in many cases, also the external diameter, is lower than that of the tube.

This last feature simplifies the design of the frames and allows handling unit loads wider than the rollerbad. It also facilitates 90° deviations in both directions.

These rollers are distinguished by the digits

MTI' if driven by a simple tangential chain;  
MTI" if driven by a double tangential chain;  
MSI if driven by individual roll-to-roll chain loops.

### ROLLERS WITH RING GEARS

These rollers are equipped with ring gears welded on the tube, thus having a pitch diameter bigger than the tube diameter.

They are distinguished by the digits

MTE' if driven by a simple tangential chain;  
MTE" if driven by a double tangential chain;  
MSE if driven by individual roll-to-roll chain loops.

### LIST OF SYMBOLS AND FORMULAS SYMBOLS

<b>AC</b>	[mm]	unit load width.
<b>a</b>	[degrees]	angle of inclination of a roller conveyor.
<b>B</b>	[mm]	unit load length.
<b>Y</b>		conveyed load surface irregularity factor.
<b>Cr</b>	[N]	load capacity (as per catalogue) of the roller.
<b>E</b>	[mm]	interaxle spacing between rollers.
<b>f</b>		combined friction factor.
<b>F</b>	[N]	tangential force to contrast the rolling friction between the load units and the rollers, the bearings friction and the unit load motion inertia.
<b>h</b>	[m]	difference in height of a gravity roller conveyor.
<b>L</b>	[mm]	assembling length of an idle or driven roller.
<b>Lt</b>	[m]	layout length of a roller conveyor.
<b>M</b>	[mm]	inner width of the frame or distance between the guide edges.
<b>n</b>		number of rollers supporting the load units.
<b>P</b>	[N]	rated load weighing on 1 roller.
<b>P1</b>	[N]	P load increased with the weight of the roller less shaft.
<b>Pmax</b>	[N]	maximum load that can bear on a roller.
<b>Pt</b>	[N]	weight force of the conveyed object.
<b>Ri</b>	[mm]	radius of a curve measured inside an inner flank.
<b>U</b>	[mm]	working length of a driven roller.

**DIMENSIONAMENTO DEL RULLO**

Note le dimensioni (B e AC) e il peso dell'unità di carico (Pt), le caratteristiche del contatto tra unità di carico e rulli e ipotizzato un interesse E (il massimo è quello che permette di avere tre rulli sotto il carico), è possibile determinare il carico che ciascun rullo deve sostenere.

**ROLLER SIZING**

Knowing the dimensions (B and AC) and the weight of the load unit (Pt), the characteristics of the contact between the unit load and the rollers, we can assume a roller spacing E (at least three rollers under the load) and calculate the load that each roller must support.

$$P_{max} = \frac{Pt}{n \cdot \gamma}$$

In cui il coefficiente vale:

Where the factor g is

n	γ
3	0,7
> 3	0,5

Occorre quindi scegliere un rullo la cui capacità di carico Cr, tenuto conto della sua lunghezza e della velocità di avanzamento del carico, deve soddisfare la seguente condizione:

Therefore, it is necessary to choose a roller whose load capacity Cr, taking into account its length and the unit load speed, must satisfy the following condition:

$$P_{max} = \frac{Pt}{n \cdot \gamma} \text{ e dovrà essere } P_{max} \leq Cr$$

**DIMENSIONI E CARICHI DI LAVORO DELLE CATENE A RULLI**

L'elemento di comando dei rulli è la "catena a rulli", semplice o doppia, della quale riportiamo le caratteristiche principali solo a scopo di consultazione, trattandosi di dati già noti data la larga diffusione di questi prodotti. Quello che abbiamo aggiunto a nostra discrezione è il carico di lavoro delle catene per diverse velocità, utilizzato nelle formule di calcolo delle pagine seguenti.

**ROLLERS CHAINS DIMENSIONS AND WORKING LOADS**

Rollers are driven by a single or double roller chain. The table gives some main technical characteristics only, which are already well-known having this product a large trading diffusion. According to one's own will we have added the chain working load for various speeds which may be used for the calculation's formulas of the following pages.

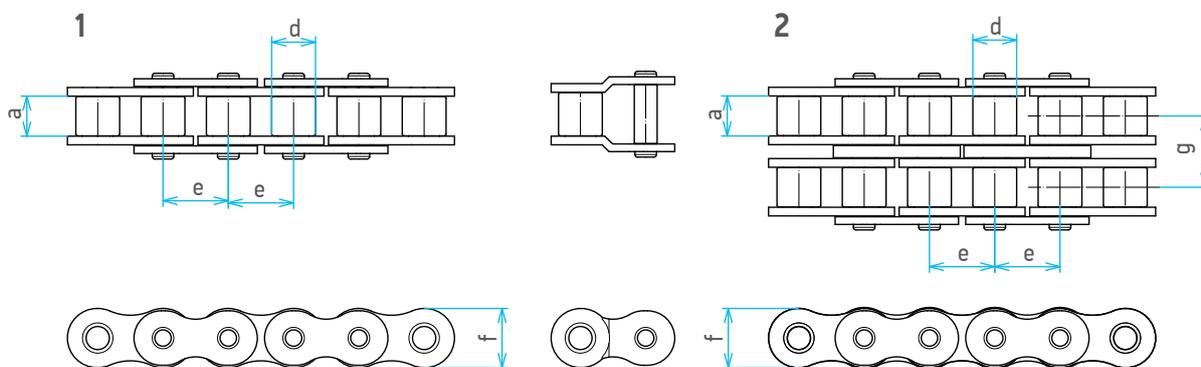


Fig.	e		v1 [m/s]			R	Massa Mass	a	d	f	g	Rif. ISO
			≤ 0,1	0,1 ÷ 0,3	> 0,3							
1	[inch]	[mm]	T [N]			[N]	[kg/m]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
	3/8"	9,525	1483	1113	890	8900	0,39	5,72	6,35	8,26	-	06 B-1
	1/2"	12,700	2967	2225	1780	17800	0,69	7,75	8,51	11,81	-	08 B-1
	5/8"	15,875	3717	2788	2230	22300	0,88	9,65	10,16	14,73	-	10 B-1
	3/4"	19,050	4817	3613	2890	28900	1,21	11,68	12,07	16,13	-	12 B-1
2	1"	25,400	7050	5288	4230	42300	2,62	17,02	15,88	21,08	-	16 B-1
	3/8"	9,525	2833	2125	1700	17000	0,74	5,72	6,35	8,26	10,24	06 B-2
	1/2"	12,700	5200	3900	3120	31200	1,36	7,75	8,51	11,81	13,92	08 B-2
	5/8"	15,875	7417	5563	4450	44500	1,73	9,65	10,16	14,73	16,59	10 B-2
	3/4"	19,050	9650	7238	5790	57900	2,40	11,68	12,07	16,13	19,46	12 B-2
	1"	25,400	14083	10563	8450	84500	5,21	17,02	15,88	21,08	31,88	16 B-2

T Carico di lavoro  
R Carico minimo di rottura (secondo UNI 7484)

T Working load  
R Ultimate tensile stress (according UNI 7484)

## TRASMISSIONE CON CATENA TANGENZIALE

Questo sistema di trasmissione consente di collegare ad un solo motore un numero di rulli relativamente elevato ed è pertanto il più adatto per il trasporto su lunghe distanze di carichi medi e leggeri.

Le velocità sono di solito comprese tra 0,1 e 0,5 m/s.

È richiesto l'impiego di pattini guida catena, generalmente in polizene, e l'installazione di un tendicatena affidabile. La catena stessa può impegnare i pignoni dei rulli nella parte inferiore (catena tangenziale inferiore) o nella parte superiore (catena tangenziale superiore). In quest'ultimo caso particolare attenzione va dedicata al calcolo delle forze che agiscono sui rulli d'estremità, tenendo conto del sovraccarico causato dal tiro della catena, che varia con l'angolo di rinvio (vedi pag. 22).

L'interasse tra i rulli è indipendente dal passo della catena e non richiede particolari tolleranze, lasciando così più libertà al progettista e rendendo più agevole la costruzione della carpenteria.

La gamma DUGOMRULLI comprende: RULLI SERIE MTE in cui il diametro primitivo delle corone è maggiore del diametro dei rulli, e RULLI SERIE MTI in cui il diametro primitivo delle corone è inferiore al diametro di rulli. A richiesta, possono essere forniti rulli comandabili con catena doppia, che consentono di dimezzare il numero delle motorizzazioni nei tratti di trasferimento.

I RULLI MTI sono indispensabili quando sono richiesti interassi il più ridotti possibile o quando il carico da trasportare è più largo del trasportatore (in questo caso occorre verificare, caso per caso, le luci libere disponibili per il carter copricatena). Consentono inoltre di ridurre gli ingombri in altezza e di realizzare delle carterature più semplici. I RULLI MTE permettono, grazie al rapporto  $Dp/D$  maggiore di 1, di ridurre le sollecitazioni sulla catena ed aumentare il numero di rulli collegati ad un solo motore, a parità di condizioni operative.

## ROLLER CONVEYORS DRIVEN BY A TANGENTIAL CHAIN

This drive system allows a relatively large number of rollers to be connected to a single motor and is therefore most suitable for long-distance transport of medium and light loads.

The speeds are between 0,1 and 0,5 meters per second.

The use of chain guides, normally made of high density molecular polyethylene, and the installation of a reliable chain stretcher are requested.

The chain itself can engage the roller sprockets at the bottom (lower tangential chain) or at the top (upper tangential chain). In the latter case particular attention must be paid to the calculation of the forces acting on the end rollers, taking into account the overload caused by the chain pull, which varies with the deflection angle (see page 22).

The interaxle spacing between the rollers is independent of the chain pitch and does not require particular tolerances, which makes the designer more freedom and makes the construction of the conveyor frame easier.

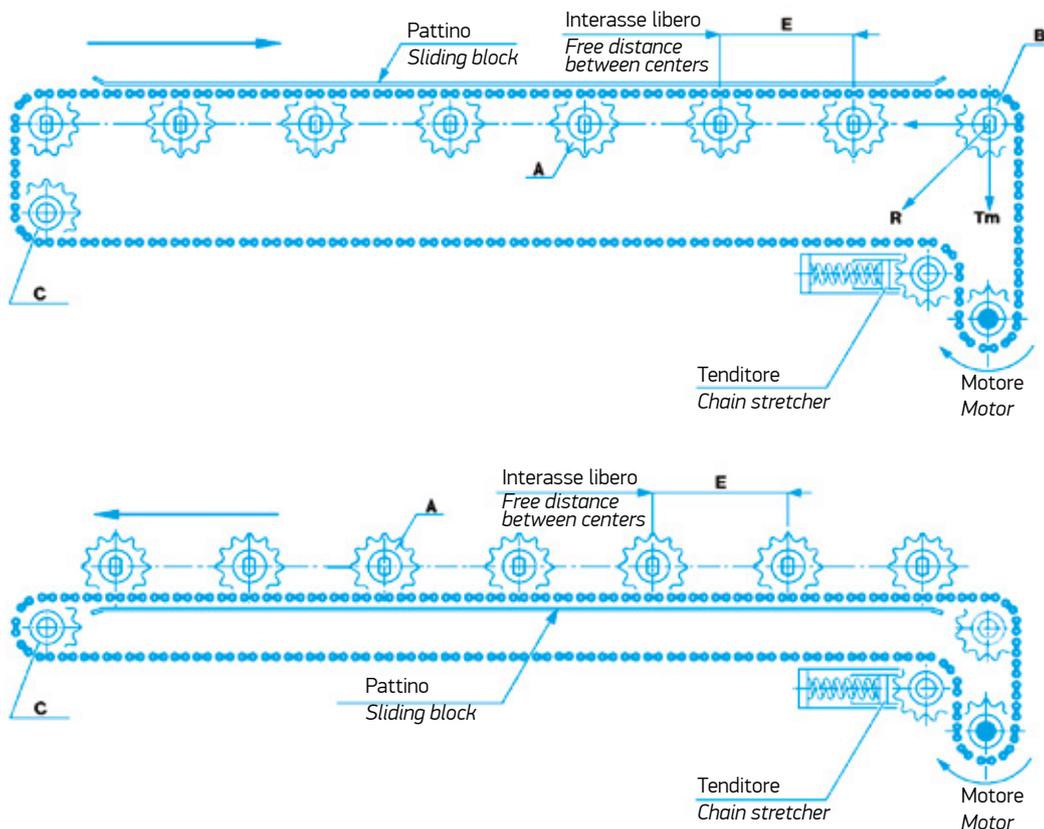
The DUGOMROLLI range includes MTE SERIES ROLLERS with a pitch diameter greater than the diameter of the tubes and MTI SERIES ROLLERS with a pitch diameter smaller than the diameter of the tubes. DUGOMROLLI's range of products includes: Rolls series MTE having a pitch diameter of the ring gear which is bigger than the tube diameter, and rolls series MTI having a pitch diameter of the pinions which is smaller than the rollers diameter.

To reduce the number of drives in long conveyors, rollers that can be driven by a double chain can be supplied upon request.

Rollers type MTI are necessary when the interaxle spacing must be as small as possible or when the unit load to be carried is larger than the conveyor (in this case it is necessary to control case by case the clear spans available for the chain cover).

Furthermore they allow simplifying the drawing and reducing the overall dimensions of the conveyors.

Rolls type MTE, thanks to a relation  $Dp/D$  greater than 1 reduce the forces acting on the chain and allow a reduction of the drives.



### CATENA TANGENZIALE SUPERIORE

La figura 1 rappresenta una motorizzazione dei rulli con catena tangenziale superiore guidata da un pattino.

Il pattino di guida deve fare il minimo attrito, essere resistente all'usura e silenzioso. I pattini di guida più idonei sono quelli in polietilene ad altissima densità. Il pattino guida catena deve essere posizionato in maniera da lasciare alla catena un gioco di almeno 0,5 mm.

Lo schema di figura 1 distingue i rulli di linea (A), da quello d'estremità dal lato motore (B), il quale deve essere in grado di sopportare il sovraccarico (R), causato dalla deviazione della catena ed essere dimensionato caso per caso.

L'impiego di una catena doppia permette di raddoppiare il numero di rulli collegati ad un solo gruppo motore. I rulli comandati dalla catena doppia hanno una sola corona dentata sistemata alternativamente da un lato o dall'altro della stessa. I rulli d'estremità dal lato motore devono avere entrambe le corone dentate.

### CATENA TANGENZIALE INFERIORE

La figura 2 rappresenta lo schema di un trasportatore con rulli comandati da una catena tangenziale inferiore, che non determina sovraccarichi sui rulli d'estremità e lascia completamente libero il montaggio e lo smontaggio dei rulli senza dover rimuovere la catena.

### CALCOLO DELLA TRASMISSIONE

- Tm** [N] tiro della catena per ottenere il movimento.
- P1** [N] peso gravante su ciascun rullo (P) al quale va sommato il peso rotante del rullo stesso e quello del tratto di catena corrispondente ad un passo (andata e ritorno).
- f** coefficiente fittizio d'attrito fra carico e rullo (tabella a pag. 9).
- m1** [kg] massa, nominale su ciascun rullo, del carico trasportato ( $m1 = m/n$ ).
- a** [m/s<sup>2</sup>] accelerazione del carico trasportato.
- D** [mm] diametro rullo.
- Dp** [mm] diametro primitivo corona.
- G** fattore globale di trasmissione e di rendimento, in funzione del numero di rulli comandati "n1".
- n1** numero dei rulli motorizzati collegati ad un solo motore.
- T** [N] carico di lavoro della catena.

Per carichi trasportati di massa notevole sarà bene tenere conto della forza che bisogna applicare all'avviamento per vincere l'inerzia.

$$G = n1 \cdot D : (0,75 \cdot Dp)$$

$$Tm = (P1 \cdot f + m1 \cdot a) \cdot G$$

mentre a regime si avrà:

$$Tm = P1 \cdot f \cdot G$$

e dovrà essere  $Tm \leq T$

### UPPER TANGENTIAL CHAIN

Figure 1 represents the scheme of a conveyor with rollers driven by a tangential top chain guided by a slider.

The guide pad must have minimum friction and be positioned so as to leave a clearance to the chain of at least 0.5 mm.

The most wear-resistant and silent guide pads and therefore most suitable are those made of very high density polyethylene.

The scheme of picture 1 shows the normal carrying rollers (A) that should be distinguished from the head one at the motor side (B) which has to withstand the resultant force (R) caused by the chain deviation and should therefore be calculated case by case.

When using a double chain one can drive a double number of live rollers with one motor. These have one sprocket only, placed alternatively. The end rollers on the motor side must have both toothed crowns.

### LOWER TANGENTIAL CHAIN

Figure 2 represents the scheme of a conveyor with rollers driven by a lower tangential chain, which does not cause overloads on the end rollers and leaves the assembly and disassembly of the rollers completely free without having to remove the chain.

### GEARING CALCULATION

- Tm** [N] chain pull for keeping movement.
- P1** [N] rated weight force on each roller (P) to which is added the weight of the roller itself, less shaft, and of the chain length corresponding to one pitch.
- f** combined friction factor (table on page 9).
- m1** [kg] mass rated on each roller, of the unit load ( $m1 = m/n$ ).
- a** [m/s<sup>2</sup>] acceleration of the unit load.
- D** [mm] roller diameter.
- Dp** [mm] pitch diameter of the sprockets.
- G** global transmission efficiency factor. It is a function of the number of live rollers driven by each motor "n1".
- n1** number of live rollers driven by each motor.
- T** [N] chain's working load.

To convey large-mass unit loads it is advisable to consider the force having to be applied at the starting stage in order to overcome inertia.

$$G = n1 \cdot D : (0,75 \cdot Dp)$$

$$Tm = (P1 \cdot f + m1 \cdot a) \cdot G$$

When running it will be:

$$Tm = P1 \cdot f \cdot G$$

and it should be  $Tm \leq T$

### TRASMISSIONE CON ANELLI DI CATENA IN SERIE

Questo sistema di trasmissione è particolarmente adatto per il trasporto di carichi pesanti su brevi distanze e nel caso di frequenti partenze e fermate.

Si consiglia, se possibile, di montare il motore al centro del trasportatore, raddoppiando così il numero di rulli comandabili con un solo motore.

Le velocità sono di solito comprese tra 0,1 e 0,3 m/s.

L'interasse tra i rulli è vincolato dal passo delle catene e deve essere un multiplo di mezzo passo.

Soprattutto nel caso di trasportatori non prodotti in serie, è consigliabile montare i rulli utilizzando gli appositi supporti regolabili (pagina 20), che consentono di tenere conto della freccia delle catene, degli allungamenti di lavoro e delle tolleranze della carpenteria e delle corone dentate.

È sempre necessario calcolare le forze in gioco verificando i carichi di lavoro dei rulli e delle catene, come descritto a pag. 21.

**Per velocizzare il calcolo si possono anche utilizzare gli strumenti di calcolo messi a disposizione nel sito DugomRulli (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).**

Particolare attenzione va dedicata al calcolo delle forze che agiscono sui rulli d'estremità, tenendo conto del sovraccarico causato dal tiro della catena, che varia in funzione dell'angolo di rinvio (vedi pag.22). La gamma DUGOMRULLI comprende: RULLI SERIE MSE in cui il diametro primitivo delle corone è maggiore del diametro dei rulli, e RULLI SERIE MSI in cui il diametro primitivo delle corone è inferiore al diametro dei rulli.

A richiesta, possono essere forniti rulli comandabili con catena doppia, che consentono di ridurre il numero delle motorizzazioni nei tratti di trasferimento.

I RULLI MSI sono indispensabili quando sono richiesti interassi il più ridotti possibile o quando il carico da trasportare è più largo del trasportatore (In questo caso occorre verificare, caso per caso, le luci libere disponibili per il carter copricatena).

Consentono inoltre di ridurre gli ingombri in altezza e di realizzare delle carterature più semplici.

I RULLI MSE, avendo un rapporto  $D_p/D$  maggiore di 1 diminuiscono le forze che agiscono sulla catena e permettono di comandare un maggior numero di rulli con una motorizzazione.

### ROLLERS CONVEYORS DRIVEN BY INDIVIDUAL ROLL TO ROLL CHAIN LOOPS

They are particularly suitable for handling heavy unit loads for short distances and in the case of frequent departures and stops (stop and go).

Whenever possible it is advisable to locate the motor at the center of the conveyor, so that the number of rollers to be driven by a single motor can be doubled.

The speeds are between 0,1 and 0,3 m/sec.

The interaxle spacing between the rollers is constrained by the pitch of the chains and must be a multiple of half a pitch.

Especially in the case of conveyors not produced in series, it is advisable to fix the rollers by means of adjustable supports (page 20st), which allow to consider the chain deflection, the wear due to its use and the tolerance of the carpentry and of the sprockets.

It is always necessary to calculate the forces and control the loads of the rollers and of the chain as shown on page 21.

**To speed up the calculation you can also use the calculation tools made available on the DugomRulli website (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).**

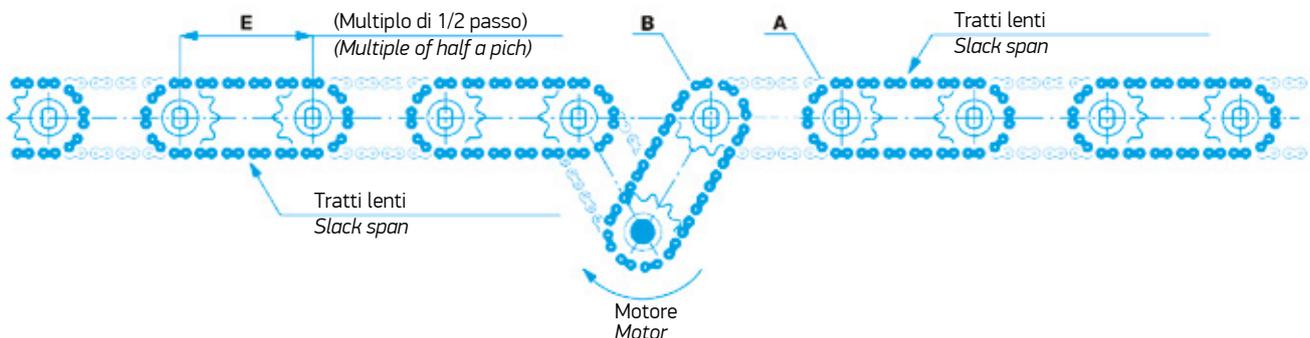
The forces acting on the extremity rollers must be carefully calculated by holding in due consideration the overload caused by the chain pull (see page 22).

DUGOMRULLI's range of products includes: Rollers type MSE having a pitch diameter of the ring gears which is bigger than the roller's diameter, and rollers type MSI having a pitch diameter which is smaller than the roller's diameter.

Rollers type MSI are necessary when interaxle spacing must be as small as possible or when the unit load is larger than the conveyor (in this case it is necessary to control case by case the clear spans available for the chain cover).

Furthermore they allow simplifying the drawing and reducing the overall dimensions of the conveyors.

Rolls type MSE, thanks to a relation Pitch Diam/Moll's Diam. Greater than 1, reduce the forces acting on the chain and allow a reduction of the drives.



**CALCOLO DELLA TRASMISSIONE**

- Tm** [N] tiro max. della catena per ottenere il movimento.
- P1** [N] peso gravante su ciascun rullo (P) al quale va sommato il peso rotante del rullo stesso e del tratto di catena corrispondente ad un passo.
- f** coefficiente fittizio d'attrito fra carico e rullo (tabella pag. 8).
- m1** [kg] massa, nominale su ciascun rullo, del carico trasportato ( $m1 = m/n$ ).
- a** [m/s<sup>2</sup>] accelerazione del carico trasportato.
- D** [mm] diametro rullo.
- Dp** [mm] diametro primitivo corona.
- G** fattore globale di trasmissione e di rendimento, in funzione del numero di rulli comandati "n1".
- n1** numero dei rulli motorizzati collegati ad un solo motore.
- T** [N] carico di lavoro della catena.

In una motorizzazione in serie il rendimento complessivo è dato dal prodotto dei rendimenti dei singoli anelli e decresce rapidamente all'aumentare del numero degli anelli. Per questo motivo il tiro sulla catena cresce in maniera esponenziale, man mano che ci si avvicina alla motorizzazione, limitando così il numero dei rulli collegabili ad un singolo motore.

Quando il diametro primitivo delle corone è maggiore del diametro dei rulli diminuiscono le forze che agiscono sulle catene ed è così possibile comandare un maggior numero di rulli con una sola motorizzazione. Per carichi trasportati di massa notevole sarà bene tenere conto della forza che bisogna applicare all'avviamento per vincere l'inerzia.

$$G = [(1,02n1 - 1) : 0,02] \cdot D : Dp$$

$$Tm = (P1 \cdot f + m1 \cdot a) \cdot G$$

mentre a regime si avrà:

$$Tm = P1 \cdot f \cdot G$$

e dovrà essere  $Tm \leq T$

Lo schema di motorizzazione ad anelli di catena in serie maggiormente usata è quello della figura sottostante. Anche in questo caso i rulli (B) collegati al motore saranno dimensionati tenendo conto del sovraccarico provocato dalla deviazione della catena. La trasmissione ad anelli di catena in serie è adatta per un numero relativamente basso di rulli da comandare. La motorizzazione al centro permette di raddoppiare questo numero.

**GEARING CALCULATION**

- Tm** [N] chain pull for keeping movement.
- P1** [N] rated weight force on each roller (P) to which is added the weight of the roller itself, less shaft, and of the chain length corresponding to one pitch.
- f** combined friction factor (table on page 8).
- m1** [kg] mass rated on each roller, of the conveyed load ( $m1 = m/n$ ).
- a** [m/s<sup>2</sup>] acceleration of the conveyed load.
- D** [mm] roller diameter.
- Dp** [mm] pitch diameter of the sprockets.
- G** global transmission efficiency factor. It is a function of the number of live rollers driven by each motor "n1".
- n1** number of live rollers driven by each motor.
- T** [N] chain's working load.

Being a sequential motorization, the efficiencies of the single loops of chain, although elevated, have to be multiplied each other. For this reason the chain pull develops exponentially with the number of progressively driven rollers, limiting the number of loops for each motor. A higher number of live rollers can be driven by each motor when the pitch diameter of the sprockets is bigger than the outer diameter of the roller.

When the conveyed loads have a considerable mass it is wise to take in account the force to apply to the starting stage to overcome inertia.

$$G = [(1,02n1 - 1) : 0,02] \cdot D : Dp$$

$$Tm = (P1 \cdot f + m1 \cdot a) \cdot G$$

When running it will be:

$$Tm = P1 \cdot f \cdot G$$

and it should be  $Tm \leq T$

The mostly used scheme of conveyor is the one shown on picture underneath.

Also in this case the rollers (B), connected to the motor, will be designed case by case in order to bear the resultant force caused by the chain deviation.

This type of driving is more suitable for short conveyors handling heavy unit loads. One can double the number of driven rollers locating the motor at the center of the conveyor.

**INTERASSE**

L'interasse "E" fra i rulli nella motorizzazione con anelli di catena dipende dal passo "p" della stessa. Il suo valore nominale deve essere multiplo di mezzo passo della catena stessa. Il calcolo per determinare l'interasse minimo tra due rulli, in funzione del mezzo passo della catena, è il seguente:

$$EP_{min} = \frac{De}{\frac{p}{2}} \text{ valore approssimato al primo numero intero superiore.}$$

Dove:

- De** diametro esterno della corona utilizzata per la movimentazione (funzione del numero di denti "Z");
- p** passo della catena.

Se si vuole definire un interasse superiore al valore minimo, occorre aggiungere a EP<sub>min</sub> un numero "n" di mezzi passi:

$$EP = EP_{min} + n$$

Questo può essere necessario in tutti quei casi in cui il diametro del tubo del rullo è superiore al diametro esterno della corona o del pignone.

**ROLLERS INTERAXLE SPACING**

The interaxle spacing "E" between live rollers driven by individual chain loops depends on the chain pitch "p" and must be a multiple of half pitch. The calculation to determine the minimum distance between two rollers, depending on the half pitch of the chain, is as follows:

$$EP_{min} = \frac{De}{\frac{p}{2}} \text{ value approximated to the first higher integer.}$$

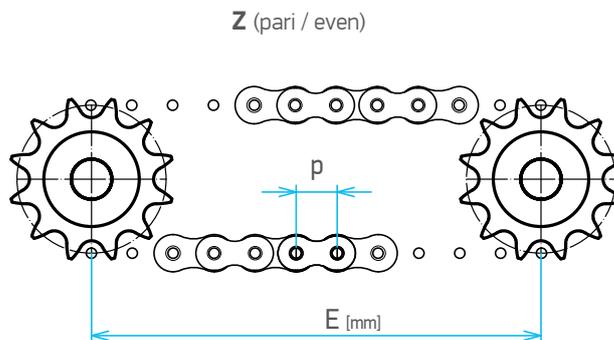
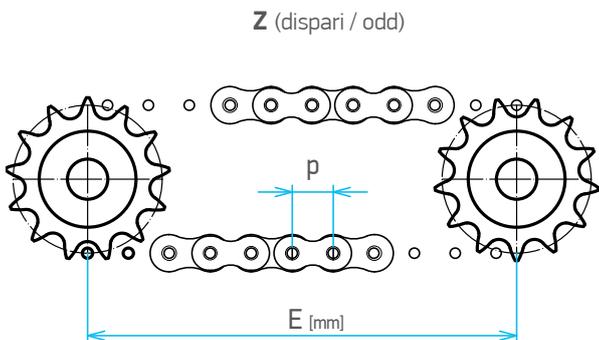
Where it is:

- De** external diameter of the crown used for handling (function of the number of teeth "Z");
- p** step of the chain.

If you want to define an interaxle spacing greater than the minimum value, you must add to EP<sub>min</sub> a number "n" of half steps:

$$EP = EP_{min} + n$$

This may be necessary in all those cases where the diameter of the roller tube is greater than the outer diameter of the crown or pinion.



e		E										
[inch]	[mm]	Multipli di mezzo passo della catena [mm]					Half pitch chain multiples [mm]					
3/8"	9,525	61,9125	66,675	71,4375	76,2	80,9625	85,725	90,4875	95,25	100,0125	104,775	109,5375
1/2"	12,700	76,2	82,55	88,9	95,25	101,6	107,95	114,3	120,65	127	133,35	139,7
5/8"	15,875	79,375	87,3125	95,25	103,1875	111,125	119,0625	127	134,9375	142,875	150,8125	158,75
3/4"	19,050	142,875	152,4	161,925	171,45	180,975	190,5	200,025	209,55	219,075	228,6	238,125
1"	25,400	165,1	177,8	190,5	203,2	215,9	228,6	241,3	254	266,7	279,4	292,1

In alcuni casi può essere necessario l'utilizzo della maglia falsa per completare l'anello di catena che trasmette il moto tra due rulli consecutivi:

**EP + Z = numero dispari**

l'anello di catena dovrà avere una maglia falsa;

**EP + Z = numero pari**

l'anello di catena non dovrà avere una maglia falsa.

In some cases it may be necessary to use the false link in order to complete the chain ring that transmits motion between two consecutive rollers:

**EP + Z = odd number**

the chain link must be equipped with a false link;

**EP + Z = even number**

the chain link must not be equipped with a false link.

Per evitare di utilizzare la maglia falsa si dovranno adottare valori di EP e Z entrambi pari oppure entrambi dispari.  
L'interasse "E" (oppure "E<sub>min</sub>"), in termini di lunghezza in mm, si ottiene moltiplicando il valore EP, oppure EP<sub>min</sub>, per il valore del mezzo passo della catena p.

To avoid using the false link, EP and Z values must be adopted, both even or both odd.  
The interaxle spacing "E" (or "E<sub>min</sub>"), in terms of length in mm, is obtained by multiplying the value EP, or EP<sub>min</sub>, by the value of the half step of the chain p.

$$E_{min} = EP_{min} \cdot \frac{P}{2} \quad \text{oppure} \quad E = EP \cdot \frac{P}{2}$$

**Esempio:**  
Rullo dia. 89 mm (D<sub>e,rullo</sub>) con corona Z15 1/2" (D<sub>e</sub> = 65,5 mm, p=12,70 mm)

**Example**  
Dia. 89 mm roller (D<sub>e,roller</sub>) with a crown Z15 1/2" (D<sub>e</sub> = 65,5 mm, p=12,70 mm)

$$EP_{min} = \frac{D_e}{\frac{P}{2}} = \frac{65,5}{\frac{12,70}{2}} = \frac{65,5}{6,35} = 10,3 \rightarrow \text{11 mezzo passo}$$

$$E_{min} = EP_{min} \cdot \frac{P}{2} = 11 \cdot \frac{12,7}{2} = 69,85 \text{ mm} < D_{e,rullo}$$

L'interasse "E" (oppure "E<sub>min</sub>"), in termini di lunghezza in mm, si ottiene moltiplicando il valore EP, oppure EP<sub>min</sub>, per il valore del mezzo passo della catena P.  
n=4

The interaxle spacing between the rollers must be increased to avoid interference: we choose an integer and positive value of "n":  
n=4

$$EP = EP_{min} + n = 11 + 4 = 15 \text{ mezzo passo}$$

$$E = EP_{min} \cdot \frac{P}{2} = 15 \cdot \frac{12,7}{2} = 95,25 \text{ mm} > D_{e,rullo}$$

$$EP + Z = 15+15 = 30 \rightarrow \text{pari (no maglia falsa)}$$

n=5

$$EP = EP_{min} + n = 11 + 5 = 16 \text{ mezzo passo}$$

$$E = EP_{min} \cdot \frac{P}{2} = 16 \cdot \frac{12,7}{2} = 101,60 \text{ mm} > D_{e,rullo}$$

$$EP + Z = 16+15 = 31 \rightarrow \text{dispari (maglia falsa)}$$

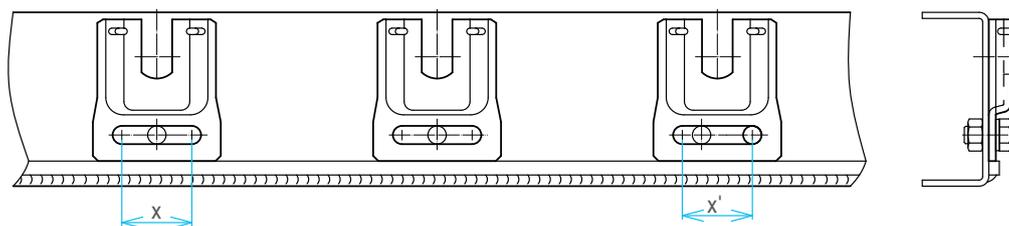
n=5

**SUPPORTI**

I rulli con attacchi a chiave possono essere inseriti entro incavi, ricavati direttamente nei longheroni della rulliera, oppure utilizzando dei supporti da saldare o da fissare con viti.  
Quest'ultima applicazione permette la regolazione dell'interasse, che è necessaria quando i rulli sono comandati da anelli di catena in serie ed è anche molto utile per regolare la perpendicolarità dei rulli rispetto alla direzione di movimento del carico trasportato.  
Il fissaggio dei supporti può avvenire anche con un solo bulloncino se si usa l'accorgimento di saldare un profilato d'appoggio.

**BRACKETS**

The rollers with key attachments can be inserted into recesses made directly in the roller conveyor stringers, or using supports to be welded or fixed with screws. This last application allows the adjustment of the pitch, which is necessary when the rollers are driven by chain loops in series and is also very useful for adjusting the perpendicularity of the rollers with respect to the direction of movement of the unit loads.  
The fixing of the supports can also be done with a single bolt if you use the expedient of welding a support profile.



**DETERMINAZIONE DELLA POTENZA SIGNIFICATO DEI SIMBOLI**

<b>Mt</b> [N · m]	Momento torcente all'uscita del motoriduttore.
<b>Tm</b> [N]	tiro sulla catena per ottenere il movimento.
<b>Dp</b> [m]	diametro primitivo corona dentata.
<b>Na</b> [kW]	potenza assorbita dal motore.
<b>v</b> [m/s]	velocità del carico.
<b>v1</b> [m/s]	velocità della catena.
<b>D</b> [m]	diametro rullo
<b>η</b>	rendimento del motoriduttore.

Calcolato il tiro sulla catena per ottenere il movimento (Tm), che non deve superare il carico di lavoro sulla catena (T), si può procedere alla determinazione del momento torcente all'uscita del motoriduttore.

$$Mt = Tm \cdot \frac{Dp}{2}$$

$$v1 = v \cdot \frac{Dp}{D}$$

$$Na = \frac{Tm \cdot v1}{1000 \cdot \eta}$$

**ESEMPI**

Ci proponiamo di confrontare 2 casi, calcolando le forze e le potenze sia all'avviamento sia a regime.

1) Motorizzazione tangenziale di rulli MTI' cod. 318632 L800

Valori noti:

<b>P1</b>	= 520 [N]
<b>f</b>	= 0,03
<b>m1</b>	= 47,6 [kg]
<b>a</b>	= 0,1 [m/s <sup>2</sup> ]
<b>G</b>	= 149
<b>Dp</b>	= 0,061 [m]
<b>D</b>	= 0,076 [m]
<b>v1</b>	= 0,16 [m/s]
<b>η</b>	= 0,75

All'avviamento si ha:

$$Tm = (520 \cdot 0,03 + 47,6 \cdot 0,1) \cdot 149 = 3034 \text{ [N]} \quad Mt = 3034 \cdot \frac{0,061}{2} = 92,5 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = \frac{3034 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,65 \text{ [kW]}$$

A regime:

$$Tm = 520 \cdot 0,03 \cdot 149 = 2324 \text{ [N]} \quad Mt = 2324 \cdot \frac{0,061}{2} = 70,9 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = \frac{2324 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,50 \text{ [kW]}$$

2) Motorizzazione ad anelli di catena in serie di rulli MSI codice 318351 L800. In questo caso G = 89,5 per n1 = 45 e si ha all'avviamento:

$$Tm = (520 \cdot 0,03 + 47,6 \cdot 0,1) \cdot 89,5 = 1822 \text{ [N]} \quad Mt = 2 \cdot 1822 \cdot \frac{0,061}{2} = 111 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = 2 \cdot \frac{1822 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,78 \text{ [kW]}$$

A regime:

$$Tm = 520 \cdot 0,03 \cdot 89,5 = 1396 \text{ [N]} \quad Mt = 2 \cdot 1396 \cdot \frac{0,061}{2} = 85,2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = 2 \cdot \frac{1396 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,60 \text{ [kW]}$$

In conclusione per i due casi precedenti si possono confrontare la sollecitazione della catena, il dimensionamento del riduttore e la potenza assorbita dal motore.

Nota bene: **Per velocizzare il calcolo si possono anche utilizzare gli strumenti di calcolo messi a disposizione nel sito DugomRulli (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).**

**POWER REQUIREMENTS SYMBOLS' MEANING**

<b>Mt</b> [N · m]	gear box output torque.
<b>Tm</b> [N]	chain pull for keeping movement.
<b>Dp</b> [m]	pitch diameter of the sprockets.
<b>Na</b> [kW]	power.
<b>v</b> [m/s]	unit load speed.
<b>v1</b> [m/s]	chain speed.
<b>D</b> [m]	roller diameter.
<b>η</b>	gear box efficiency.

After calculating the pull on the chain for keeping the movement (Tm) which must not overpass the working load of the chain (r), one can proceed to the determination of the gear box output and power.

**EXAMPLES**

We compare two examples and calculate forces and power requirements considering also inertia.

1) MTI' rollers code 318632 L800, driven by a tangential chain. We know the following values:

<b>P1</b>	= 520 [N]
<b>f</b>	= 0,03
<b>m1</b>	= 47,6 [kg]
<b>a</b>	= 0,1 [m/s <sup>2</sup> ]
<b>G</b>	= 149
<b>Dp</b>	= 0,061 [m]
<b>D</b>	= 0,076 [m]
<b>v1</b>	= 0,16 [m/s]
<b>η</b>	= 0,75

Power requirements at starting stage:

$$Tm = (520 \cdot 0,03 + 47,6 \cdot 0,1) \cdot 149 = 3034 \text{ [N]} \quad Mt = 3034 \cdot \frac{0,061}{2} = 92,5 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = \frac{3034 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,65 \text{ [kW]}$$

Power requirements for keeping movement:

$$Tm = 520 \cdot 0,03 \cdot 149 = 2324 \text{ [N]} \quad Mt = 2324 \cdot \frac{0,061}{2} = 70,9 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = \frac{2324 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,50 \text{ [kW]}$$

2) MSI rollers code 318351 L800 driven by individual chain loops. In this case G = 89,5 for n1 = 45

Power requirements at starting stage:

$$Tm = (520 \cdot 0,03 + 47,6 \cdot 0,1) \cdot 89,5 = 1822 \text{ [N]} \quad Mt = 2 \cdot 1822 \cdot \frac{0,061}{2} = 111 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = 2 \cdot \frac{1822 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,78 \text{ [kW]}$$

Power requirements for keeping movement:

$$Tm = 520 \cdot 0,03 \cdot 89,5 = 1396 \text{ [N]} \quad Mt = 2 \cdot 1396 \cdot \frac{0,061}{2} = 85,2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad Na = 2 \cdot \frac{1396 \cdot 0,16}{1000 \cdot 0,75} = 0,60 \text{ [kW]}$$

After all, one can compare for the previous cases the chain pull, the dimensioning of the gear box and the power requirements.

Please note: **To speed up the calculation you can also use the calculation tools made available on the DugomRulli website (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).**

**RULLI DI ESTREMITÀ**

Come già detto alle pagine 15, 16, 17 e 18 i rulli d'estremità devono essere dimensionati caso per caso tenendo conto dei sovraccarichi causati dalla deviazione della catena.

Il valore di questa sollecitazione «R», che si verifica dal lato motorizzazione del rullo, dipende dall'angolo «a» e più precisamente:

$R = T \cdot b$ , dove b è il coefficiente che dipende da «a».

I rulli d'estremità possono essere rulli intercambiabili con quelli di linea, ma con cuscinetti rinforzati dal lato motorizzazione, oppure con cuscinetti esterni a flangia (fig. 1 e 2).

La tabella riguarda indifferentemente la motorizzazione tangenziale o ad anelli e si riferisce alle figure 1a, 1b e 1c.

La figura 2a si riferisce al caso particolare di motorizzazione coassiale (2b) del rullo d'estremità, nel quale si ha  $R = T$ .

Il valore di R va sommato vettorialmente con il carico che, in funzione della massa del carico trasportato, grava su un cuscinetto del rullo.

**HEAD ROLLERS**

The head rollers must be designed case by case as said on pages 15, 16, 17 and 18, in order to withstand the resultant force caused by the chain deviation.

This force «R», which applies on the bearings on the side of the drive, depends on the angle «a» or more exactly:

$R = T \cdot b$ , where "b" is the factor depending on «a».

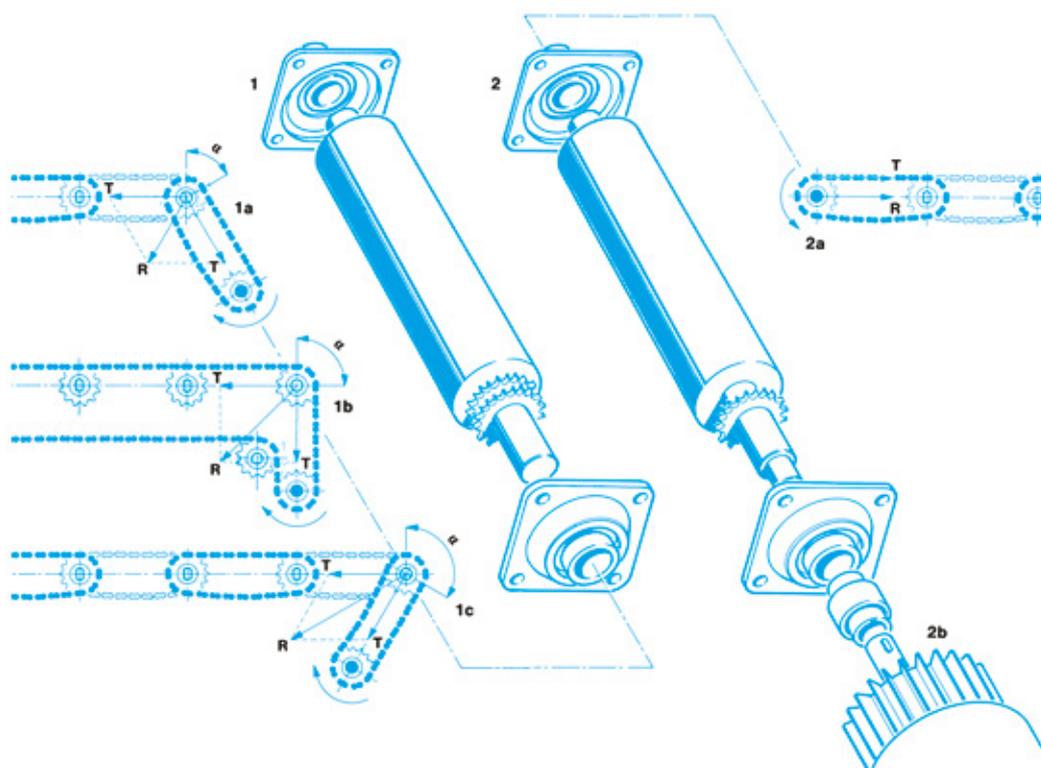
The head rollers may be interchangeable with the normal driven rollers, but with reinforced bearings on the drive side. They may as well have outside pillar blocks (live shaft rollers) as shown on picture 1 and 2.

The following table is related both to MT or MS driven rollers and refers to pictures 1a, 1b and 1c.

Picture 2a refers to the particular case of coaxial driving (2b) of the head roller where  $R = T$ .

The loading of 1 bearing must be added to vector R.

$$\bar{R} = \frac{\bar{P}_{max}}{2}$$



$\alpha^\circ$	b
0	0
10	0,174
20	0,347
30	0,518
40	0,684
50	0,845
60	1
70	1,147
80	1,286
90	1,414
100	1,532
110	1,638
120	1,732
130	1,813
140	1,879
150	1,932
160	1,970
170	1,992

**NOTA BENE:**

le notizie, i dati, i coefficienti e le formule che non riguardano strettamente le caratteristiche dei prodotti di nostra fabbricazione hanno carattere indicativo e non possono essere ritenute in alcun modo impegnative.

**PLEASE NOTE:**

All news, data, coefficients and formulas which do not cover strictly the characteristics of our make products are purely indicative and place the manufacturer under no obligation whatsoever.



## 02C-3

# CALCOLO E SCELTA DEI RULLI FRIZIONATI COMANDATI CON CATENE

La funzione di accumulo, abbinata a quella di trasporto, si rende necessaria quando le rulliere devono collegare fasi di lavorazione aventi tempi ciclo non coordinati. In questo modo, un temporaneo arresto di una lavorazione a valle non comporta il contemporaneo arresto di tutte quelle a monte.

In un trasportatore a rulli frizionati la forza unitaria tangenziale provocata dalla frizione radiale quando il carico ed il rullo esterno sono fermi ( $T_s$ ) deve essere sempre maggiore della forza tangenziale unitaria per vincere l'attrito di rotolamento tra carico e rullo ( $T_m$ ). Tuttavia questa differenza deve essere la minima possibile al fine di contenere il consumo energetico e per non determinare carichi specifici eccessivi tra i carichi in accumulo.

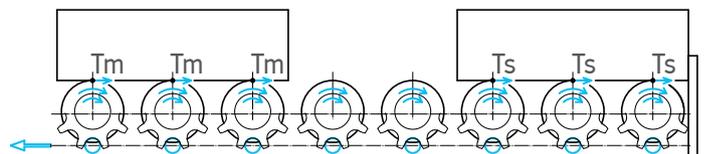
## 02C-3

# CALCULATION AND CHOICE OF THE CHAIN DRIVEN FRICTION ROLLERS

*The accumulation function, combined with the transport function, is necessary when the roller conveyors have to connect processing phases with uncoordinated cycle times. In this way, a temporary stop of a downstream process does not involve the simultaneous stop of all those upstream.*

*In a friction roller conveyor the unit tangential force caused by the radial friction when the load and the outer roller are stationary ( $T_s$ ) must always be greater of the unit tangential force to overcome the rolling friction between load and roller ( $T_m$ )*

*However, this difference must be as small as possible in order to contain energy consumption and not to determine excessive specific loads between the accumulating unit loads.*



**TRASPORTO ED ACCUMULO CON RULLI FRIZIONATI**

Si possono realizzare linee di accumulo sezionando opportunamente il trasportatore in modo che una sezione si avvii solo se quella successiva è libera dal carico. In alternativa si possono utilizzare dei rulli frizionati, che consentono l'arresto dei carichi pur con i rulli in movimento. Vi è un unico comando per tutta la corsia e non sono richiesti particolari connessioni logiche elettroniche.

**CARATTERISTICHE FUNZIONALI DEI RULLI FRIZIONATI**

Il mantello dei rulli a frizione è collegato al pignone mediante delle boccole a strisciamento, che generano una "coppia d'attrito" proporzionale al peso trasportato. Alcune tipologie di rulli frizionati sono provvisti di una regolazione assiale che permette di incrementare il valore della coppia d'attrito.

**CARATTERISTICHE FUNZIONALI DEI RULLI FMT COMANDATI CON CATENA TANGENZIALE**

In questo sistema di trasmissione il rendimento complessivo è dato dalla somma dei singoli rendimenti. Pertanto, a parità di condizioni, esso consente di collegare ad un solo motore un numero di rulli più elevato rispetto alla motorizzazione in serie. La motorizzazione tangenziale è più silenziosa di quella ad anelli ed è particolarmente indicata per movimentazioni continue.

**TRANSPORT AND ACCUMULATION BY MEANS OF FRICTION ROLLERS**

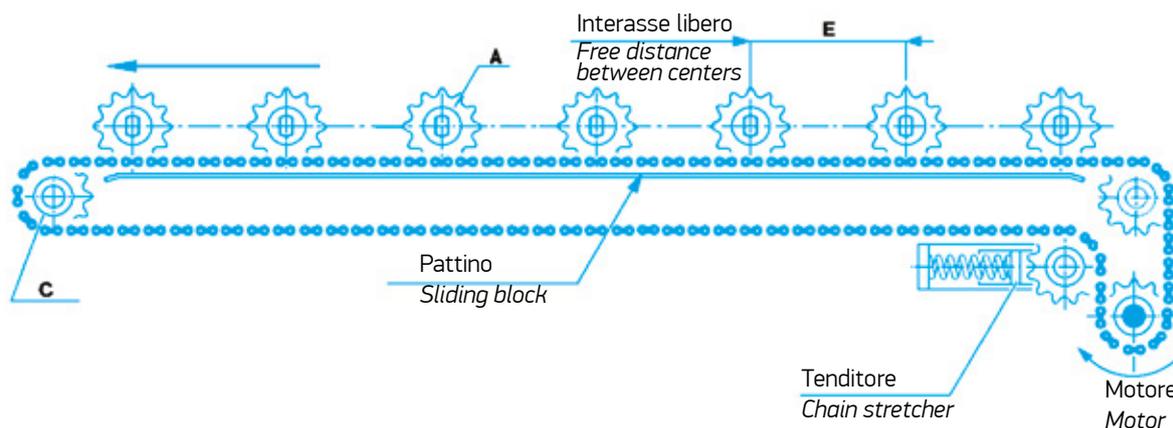
Accumulation lines can be created by properly sectioning the conveyor so that one section starts only if the next one is free of load. Alternatively, friction rollers can be used, which allow loads to be stopped even with the rollers moving. There is a single command for the entire lane and no particular electronic logic connections are required.

**FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF FRICTION ROLLERS**

The friction roller tube is connected to the pinion by means of sliding bushings, which generate a "friction torque" proportional to the transported weight. In some types of friction rollers this force can be increased by means of an auxiliary axial clutch.

**FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF FMT ROLLERS DRIVEN BY TANGENTIAL CHAIN**

In this gearing system the overall performance is given by the amount of the single performances. Therefore, on the same terms, it allows to connect to a single engine a higher number of rollers in comparison with the sequence drive system. The tangential drive system is more silent than the roll-to-roll one and it is particularly suitable for continuous handling.

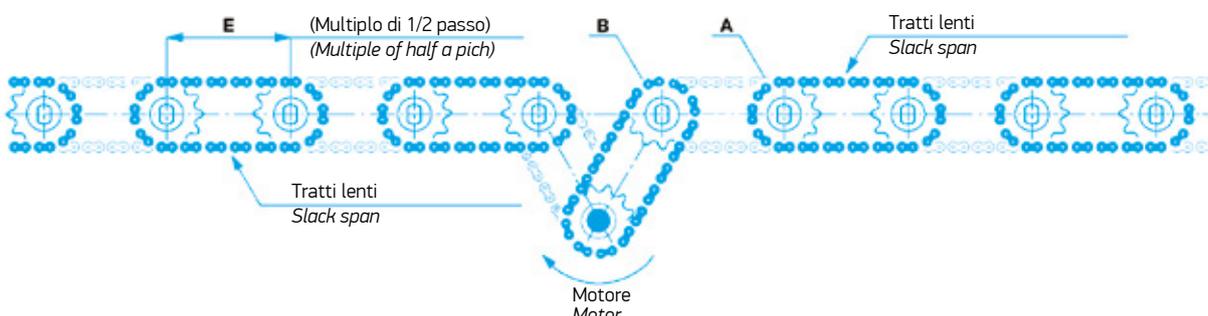


**CARATTERISTICHE FUNZIONALI DEI RULLI FMS COMANDATI CON ANELLI DI CATENA IN SERIE**

In una motorizzazione in serie il rendimento complessivo è dato dal prodotto dei rendimenti dei singoli anelli e decresce rapidamente all'aumentare del numero degli anelli. Per questo motivo il tiro sulla catena cresce in maniera esponenziale, man mano che ci si avvicina alla motorizzazione. Per limitare la diminuzione del rendimento si colloca la motorizzazione al centro della rulliera come indicato in figura. Questo tipo di motorizzazione è particolarmente indicato per trasportatori con funzionamento intermittente.

**FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF FMS ROLLERS DRIVEN BY CHAIN LOOPS:**

The overall performance in the roll-to-roll system is the product of the performance ratings of the individual links, and rapidly decreases as the number of links increases. For this reason the chain pull increases exponentially the closer it is to the drive unit. To minimize the performance drop-off, the drive unit is placed at the midway point of the roller conveyor, as shown in the image. This type of motorization is particularly suitable for conveyors with intermittent operation.



**CALCOLO DELLA TRASMISSIONE DEI RULLI FRIZIONATI LEGGERI**

**SIGNIFICATO DEI SIMBOLI:**

- a** [m/sec] accelerazione del carico trasportato
- a1** [Kg] peso tubo al mm
- Cr** [N] capacità di carico (di catalogo) del rullo
- D** [mm] diametro esterno del rullo
- Dp** [mm] diametro primitivo corona dentata del rullo
- Dpr** [mm] diametro primitivo corona dentata del motoriduttore
- f** coefficiente fittizio d'attrito fra carico e rullo (vedi pag.9)
- f1** [Kg] peso fisso (rotante)
- G** fattore globale di trasmissione
- L** [mm] lunghezza di montaggio del rullo
- m1** [Kg] massa nominale su ciascun rullo
- Mt** [N · m] momento torcente all'uscita del motoriduttore
- n** numero dei rulli impegnati per carico
- n1** numero di rulli motorizzati da un motore
- n2** numero di rulli in accumulo a pieno carico
- n2max** numero di rulli max. motorizzabili con un motore
- Na** [KW] potenza assorbita dal motore
- P** [N] carico nominale che grava su un rullo
- P1** [N] carico P aumentato del peso della parte rotante del rullo (Pr)
- P2** [N] peso spinto da ciascun rullo con i carichi in accumulo
- Pmax** [N] carico effettivo massimo che può gravare su un rullo
- Pr** [N] peso della parte rotante del rullo
- Pt** [N] peso del carico trasportato
- S** [N] spinta totale dei carichi in accumulo
- T** [N] carico di lavoro della catena
- Ta** [N] tiro sulla catena in accumulo
- Tm** [N] tiro max. della catena per ottenere il movimento
- Ts** [N] forza tangenziale unitaria prodotta dalla frizione
- v** [m/sec] velocità del carico
- v1** [m/sec] velocità della catena di comando
- Ra** fattore fisso
- R1** fattore fisso
- X** fattore fisso
- Y** fattore fisso
- γ** coefficient di irregolarità di appoggio del carico trasportato
- η** rendimento del motoriduttore

**GEARING CALCULATION OF LIGHT DUTY FRICTION ROLLERS**

**MEANING OF THE SYMBOLS:**

- a** [m/sec] acceleration of the conveyed load
- a1** [Kg] weight by the millimeter
- Cr** [N] rated load of one roller (according to the catalogue)
- D** [mm] roller outer diameter
- Dp** [mm] pitch diameter of pinions
- Dpr** [mm] pitch diameter of pinions from the gear box
- f** combined friction factor (see on page 9)
- f1** [Kg] fixed weight (rotating)
- G** global transmission factor
- L** [mm] assembling length of the roller
- m1** [Kg] mass rated on each roll
- Mt** [N.m] gear box output torque
- n** number of rollers supporting the conveyed load
- n1** number of live rollers driven by each motor
- n2** number of accumulating rollers driven by each motor
- n2max** max number of live rollers driven by each motor
- Na** [KW] power
- P** [Kg] rated load on each roller
- P1** [N] weight on each roller
- P2** [N] weight pushed by each roller when accumulating
- Pmax** [N] maximum effective load that can weigh on a roller
- Pr** [N] weight of the rotating part of the roller
- P1** [N] load P increased by the weight of the rotating part of the roller (Pr)
- S** [N] total thrust produced by the accumulating unit loads
- T** [N] chain working load
- Ta** [N] chain pull when loads are accumulating
- Tm** [N] max. chain pull for keeping movement
- Ts** [N] unit tangential force produced by the friction
- v** [m/sec] unit load speed
- v1** [m/sec] chain speed
- Ra** fixed factor
- R1** fixed factor
- X** fixed factor
- Y** fixed factor
- γ** conveyed load surface irregularity factor
- η** gear box efficiency

**PIGNONE IN NYLON / PINION IN NYLON**

Codice / Code	a <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>
333293 M8-318811 M8	0,002	0,208
333294 M8-318812 M8	0,002	0,302
333295 M8-318813 M8	0,002	0,16
333296 M8-318814 M8	0,002	0,22
333297 M8-318815 M8	0,002	0,63
333298 M8-318816 M8	0,002	1,352
333299 M8-318817 M8	0,002	1,282
333300 M8-318818 M8	0,002	1,312
318546 M8	0,001	0,106
333179-318618	0,002	0,13
318512 M8	0,001	0,116
333204-318657	0,002	0,136
333180-318619	0,002	0,208
333259-318465	0,002	0,224
33260-318466	0,002	0,226
333261-318467	0,002	0,302
333284 M8-318780 M8	0,002	0,16
333285 M8-318781 M8	0,002	0,22

**PIGNONE IN ACCIAIO / STEEL PINION**

Codice / Code	a <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>
333210-318256 M8	0,002	0,6
333291 M8-318800 M8	0,002	0,67
333201-318655	0,002	0,63
333292 M8-318801 M8	0,002	1,21
333263-318469	0,002	1,352
333197-318379	0,002	1,282
333264-318475	0,002	1,312

v1 [m/sec]	T [N]
≤ 0,1	2967
> 0,1 ≤ 0,3	2225
> 0,3	1790

v [m/s]	X (D=40)	X (D=50)	X (D=60)
v ≤ 0,1	0,088	0,070	0,058
0,1 < v ≤ 0,2	0,100	0,080	0,067
0,2 < v ≤ 0,3	0,110	0,088	0,073
0,3 < v ≤ 0,4	0,118	0,094	0,078

P1 [N]	Superficie di appoggio del carico / Unit load resting surface		
	Metallica / Metallic	In legno / Wooden	In cartone / Cardboard made
	Coefficiente f Factor		
0 - 100	0,04	0,050	0,06
100 - 500	0,03	0,040	0,06
500 - 1000	0,025	0,035	0,055

## CALCOLO DELLA TRASMISSIONE DI RULLI FRIZIONATI LEGGERI

### RULLI COMANDATI CON CATENA TANGENZIALE

Anche per questi rulli il calcolo del carico sul singolo rullo e la scelta del dimensionamento più idoneo vanno fatti secondo quanto già descritto nei paragrafi precedenti. La verifica di massima di una rulliera con accumulo che utilizza rulli frizionati riguarda il calcolo delle seguenti grandezze operative.

Spinta totale dei carichi in accumulo [N]:

$$S = T_s \cdot n_2$$

Con:

With:

$$T_s = P_2 \cdot x$$

$T_s$ , forza tangenziale unitaria prodotta dalla frizione [N].

$T_s$ , unit tangential force produced by the friction [N].

$$P_2 = \frac{P_t}{n} + p_r$$

$P_2$ , spinta di ogni rullo con carichi in accumulo [N].

$P_2$ , thrust of each roller with accumulating loads [N].

$$p_r = L \cdot a_1 + f_1$$

$P_r$ , peso dei componenti rotanti del rullo [N].

$P_r$ , weight of rotating roller components [N].

$n_2$ , numero di rulli in accumulo a pieno carico.

$n_2$ , number of rollers in accumulation at full load.

Il numero massimo di rulli che possono essere comandati da un solo motore posto in testa alla rulliera, è pari a

The maximum number of rollers that can be driven by a single drive unit placed at the top of the conveyor is equal to

$$n_{2max} = \frac{T \cdot D_p \cdot 0,75}{T_s \cdot D} \quad n_2 \leq n_{2max}$$

Partendo dal valore del tiro della catena  $T_a$  e dalla sua velocità  $v_1$ , si ottiene la potenza assorbita dal motore ( $N_a$ ), che è

Starting from the value of the tension of the chain  $T_a$  and its speed  $v_1$ , the power absorbed by the motor ( $N_a$ ) is obtained, which is

$$N_a = \frac{T_a \cdot v_1}{1000 \cdot \eta}$$

In cui

Where

$$T_a = \frac{S \cdot D}{D_p \cdot 0,75} \quad v_1 = \frac{v \cdot D_p}{D} \quad T_m = P_2 \cdot f \quad T_s > T_m$$

Dovrà essere rispettata la condizione seguente

$$T_a \leq T$$

dove  $T$  è il carico di lavoro della catena.

The following condition must be respected

$$T_a \leq T$$

where  $T$  is the chain working load.

### RULLI COMANDATI CON ANELLI DI CATENA IN SERIE

Nel caso in cui il motore sia posto al centro della rulliera, valgono le seguenti relazioni.

### ROLLERS DRIVEN BY CHAIN LOOPS IN SERIES

If the motor is positioned in the center of the roller conveyor, the following relations apply.

$$S = T_s \cdot n_2 \cdot 2 \quad T_a = T_s \cdot \frac{D}{D_p} \cdot \frac{1,02^{n_2} - 1}{0,02} \quad T_a \leq T \quad v_1 = v \cdot \frac{D_p}{D} \quad M_t = T_a \cdot \frac{D_{pr}}{2} \cdot 2 \quad N_a = \frac{T_a \cdot v_1}{1000 \cdot \eta} \cdot 2$$

Nota bene: Per velocizzare il calcolo si possono anche utilizzare gli strumenti di calcolo messi a disposizione nel sito DugomRulli (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).

Please note: To speed up the calculation you can also use the calculation tools made available on the DugomRulli website <https://www.dugomrulli.it/tools.html>.

**CALCOLO DELLA TRASMISSIONE PER RULLI FRIZIONATI PER CARICHI MEDI E PESANTI**

**SIGNIFICATO DEI SIMBOLI:**

- a** [m/sec] accelerazione del carico trasportato
- a1** [Kg] peso tubo al mm
- Cr** [N] capacità di carico (di catalogo) del rullo
- D** [mm] diametro esterno del rullo
- Dp** [mm] diametro primitivo corona dentata del rullo
- Dpr** [mm] diametro primitivo corona dentata del motoriduttore
- f** coefficiente fittizio d'attrito fra carico e rullo (vedi pag.9)
- f1** [Kg] peso fisso (rotante)
- G** fattore globale di trasmissione
- L** [mm] lunghezza di montaggio del rullo
- m1** [Kg] massa nominale su ciascun rullo
- Mt** [N · m] momento torcente all'uscita del motoriduttore
- n** numero dei rulli impegnati per carico
- n1** numero di rulli motorizzati da un motore
- n2** numero di rulli in accumulo a pieno carico
- n2max** numero di rulli max. motorizzabili con un motore
- Na** [KW] potenza assorbita dal motore
- P** [N] carico nominale che grava su un rullo
- P1** [N] carico P aumentato del peso della parte rotante del rullo (Pr)
- P2** [N] peso spinto da ciascun rullo con i carichi in accumulo
- Pmax** [N] carico effettivo massimo che può gravare su un rullo
- Pr** [N] peso della parte rotante del rullo
- Pt** [N] peso del carico trasportato
- S** [N] spinta totale dei carichi in accumulo
- T** [N] carico di lavoro della catena
- Ta** [N] tiro sulla catena in accumulo
- Tm** [N] tiro max. della catena per ottenere il movimento
- Ts** [N] forza tangenziale unitaria prodotta dalla frizione
- v** [m/sec] velocità del carico
- v1** [m/sec] velocità della catena di comando
- Ra** fattore fisso
- R1** fattore fisso
- X** fattore fisso
- Y** fattore fisso
- γ** coefficient di irregolarità di appoggio del carico trasportato
- η** rendimento del motoriduttore

**GEARING CALCULATION - MEDIUM AND HEAVY DUTY FRICTION ROLLERS**

**MEANING OF THE SYMBOLS:**

- a** [m/sec] acceleration of the conveyed load
- a1** [Kg] weight by the millimeter
- Cr** [N] rated load of one roller (according to the catalogue)
- D** [mm] roller outer diameter
- Dp** [mm] pitch diameter of pinions
- Dpr** [mm] pitch diameter of pinions from the gear box
- f** combined friction factor (see on page 9)
- f1** [Kg] fixed weight (rotating)
- G** global transmission factor
- L** [mm] assembling length of the roller
- m1** [Kg] mass rated on each roll
- Mt** [N.m] gear box output torque
- n** number of rollers supporting the conveyed load
- n1** number of live rollers driven by each motor
- n2** number of accumulating rollers driven by each motor
- n2max** max number of live rollers driven by each motor
- Na** [KW] power
- P** [Kg] rated load on each roller
- P1** [N] weight on each roller
- P2** [N] weight pushed by each roller when accumulating
- Pmax** [N] maximum effective load that can weigh on a roller
- Pr** [N] weight of the rotating part of the roller
- P1** [N] load P increased by the weight of the rotating part of the roller (Pr)
- S** [N] total thrust produced by the accumulating unit loads
- T** [N] chain working load
- Ta** [N] chain pull when loads are accumulating
- Tm** [N] max. chain pull for keeping movement
- Ts** [N] unit tangential force produced by the friction
- v** [m/sec] unit load speed
- v1** [m/sec] chain speed
- Ra** fixed factor
- R1** fixed factor
- X** fixed factor
- Y** fixed factor
- γ** conveyed load surface irregularity factor
- η** gear box efficiency

Codice / Code	D	a1	f1	Ra
333076 - 333209 - 333090 333306 M10 - 333307 M10 333308 M10 - 333309 M10	60 x 2	0,028057	0,8941	1,267
333310 M10 - 333311 M10 333312 M10 - 333313 M10	60 x 3	0,0424	0,9000	1,267
333036 - 333037 - 333038	76	0,052974	2,6487	1

v1 [m/sec]	T [N]
≤ 0,1	3717
> 0,1 ≤ 0,3	2788

V	R1	X	Y
≤ 0,1	893,5	520,5	723,5
> 01 ≤ 0,2	796,0	501,5	614,5
> 02 ≤ 0,3	764,0	504,0	569,0

Superficie di appoggio del carico / Unit load resting surface

	Metallica	Legno	Cartone
<b>P1</b> [N]	<i>Metallic</i>	<i>Wooden</i>	<i>Cardboard made</i>
[P1=Pt / n]	Coefficiente <b>f</b>		<b>f</b> Factor
0 - 100	0,04	0,05	0,06
100 - 500	0,03	0,04	0,06
500 - 1000	0,025	0,035	0,055
> 1000	0,02	0,03	0,05

### CALCOLO DELLA TRASMISSIONE PER RULLI FRIZIONATI PER CARICHI MEDI E PESANTI

I rulli frizionati per applicazioni medio-pensati possono essere forniti sia per motorizzazione tangenziale sia per anelli di catena. I valori operativi di verifica sono, come per i rulli della serie inferiore, i seguenti:

**P2** peso spinto da ciascun rullo [N];  
**Ts** forza unitaria tangenziale prodotta dalla frizione [N];  
**Tm** forza tangenziale unitaria per vincere l'attrito di rotolamento tra carico e rullo [N];

$$P_{max} = \frac{P_t}{n \cdot \gamma} \quad P_{max} \leq Cr \quad Pr = L \cdot a1 + f1 \quad P2 = \frac{P_t}{n} + pr \quad n \geq 3 \quad \gamma = 0,5$$

$$Ts = \left\{ \left[ R1^2 - \left( x - \frac{P2}{10} \right)^2 \right]^{0,5} - Y \right\} \cdot Ra$$

$$Tm = P2 \cdot f \quad Ts > Tm$$

### GEARING CALCULATION - MEDIUM AND HEAVY DUTY FRICTION ROLLERS

Friction rollers for medium-sized applications can be supplied both for tangential and with chain links motorization. The operational verification values are, as for the lower series rollers, the following:

**P2** weight pushed by each roller [N];  
**Ts** unit tangential force produced by the friction [N];  
**Tm** unit tangential force to overcome the rolling friction between load and roller [N];

### CALCOLO DELLA TRASMISSIONE

Formule

#### RULLI COMANDATI CON CATENA TANGENZIALE

### GEARING CALCULATION

General formulas

#### ROLLERS DRIVEN BY A TANGENTIAL CHAIN

$$S = Ts \cdot n2 \quad Ta = \frac{S \cdot D}{Dp \cdot 0,75} \quad Ta \leq T$$

$$v1 = v \cdot \frac{61,33}{D} \quad Mt = Ta \cdot \frac{Dpr}{2} \quad Na = \frac{Ta \cdot v1}{1000 \cdot \eta}$$

### RULLI COMANDATI CON ANELLI DI CATENA

### ROLLERS DRIVEN BY CHAIN LOOPS

$$S = Ts \cdot n2 \cdot 2 \quad Ta = Ts \cdot \frac{D}{Dp} \cdot \frac{1,02^{n2} - 1}{0,02} \quad Ta \leq T$$

$$v1 = v \cdot \frac{Dp}{D} \quad Mt = Ta \cdot \frac{Dpr}{2} \cdot 2 \quad Na = \frac{Ta \cdot v1}{1000 \cdot \eta} \cdot 2$$

Nota bene: Per velocizzare il calcolo si possono anche utilizzare gli strumenti di calcolo messi a disposizione nel sito DugomRulli (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).

Please note: To speed up the calculation you can also use the calculation tools made available on the DugomRulli website <https://www.dugomrulli.it/tools.html>.

**ESEMPIO DI CALCOLO DELLA TRASMISSIONE DI UNA RULLIERA CON 52 RULLI 333038 L800 COMANDATI CON ANELLI DI CATENA E MOTORE AL CENTRO**

**EXAMPLE OF CALCULATION OF THE TRANSMISSION OF A ROLLER CONVEYOR WITH 52 ROLLERS 333038 L800 DRIVEN WITH CHAIN RINGS AND DRIVE UNIT IN THE CENTER**

Dati di partenza:

$P_t = 3000 \text{ N}$   $n = 4$   $v = 0,2 \text{ m/sec}$   $C_r = 1621 \text{ N}$   
 $D = 76 \text{ mm}$   $D_{pr} = 61,33 \text{ mm}$   $T = 2788 \text{ N}$   $\eta = 0,6$

Given:

$P_t = 3000 \text{ N}$   $n = 4$   $v = 0,2 \text{ m/sec}$   $C_r = 1621 \text{ N}$   
 $D = 76 \text{ mm}$   $D_{pr} = 61,33 \text{ mm}$   $T = 2788 \text{ N}$   $\eta = 0,6$

Si calcola:

Then:

$$P_{\max} = \frac{3000}{4 \cdot 0,5} = 1500 \text{ N} \quad P_r = 800 \cdot 0,052974 = 2,6487 = 39,7 \text{ N}$$

$$P_2 = \frac{3000}{4} + 39,7 = 790 \text{ N} \quad T_m = 790 \cdot 0,055 = 43,45 \text{ N}$$

$$T_s = \left\{ \left[ 796^2 - \left( 501,5 - \frac{790}{10} \right)^2 \right]^{0,5} - 614,5 \right\} \cdot 1 = 60 \text{ N}$$

Si calcola:

Hence:

$$S = 60 \cdot 26 \cdot 2 = 3120 \text{ N} \quad T_a = 60 \cdot \frac{76}{61,33} \cdot \frac{1,02^{26} - 1}{0,02} = 2503 \text{ N}$$

$$v_1 = 0,2 \cdot \frac{61,33}{76} = 0,1614 \text{ m/s}$$

$$M_t = 2503 \cdot \frac{0,06133}{2} \cdot 2 = 154 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_a = \frac{2503 \cdot 0,1614}{1000 \cdot 0,6} \cdot 2 = 1,35 \text{ KW}$$

Sono verificate le condizioni:

$P_{\max} \leq C_r$   $T_s > T_m$   $T_a \leq T$

The following conditions are respected:

$P_{\max} \leq C_r$   $T_s > T_m$   $T_a \leq T$

Nota bene: **Per velocizzare il calcolo si possono anche utilizzare gli strumenti di calcolo messi a disposizione nel sito DugomRulli (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).**

Please note: **To speed up the calculation you can also use the calculation tools made available on the DugomRulli website (<https://www.dugomrulli.it/tools.html>).**





## 02C-4

# CALCOLO E SCELTA DEI RULLI COMANDATI CON CINGHIE

Le rulliere comandate con cinghie sono caratterizzate da un funzionamento particolarmente silenzioso, anche a velocità elevate. Si prestano, meglio delle rulliere comandate con catene, alla realizzazione di scambi, curve, congiunzioni a Y ecc.

I rulli qui presentati nel capitolo sono stati particolarmente studiati per l'impiego in rulliere comandate con

- cinghie piatte tangenziali
- anelli di cinghie toroidali
- anelli di cinghie scanalate (commercialmente Poly-v).
- anelli di cinghie flessibili HTD 8M e T10

Tutte le cinghie, se conformi alla norma ISO 1813:2014, sono antistatiche.

## 02C-4

# CALCULATION AND CHOICE OF THE BELT DRIVEN ROLLERS

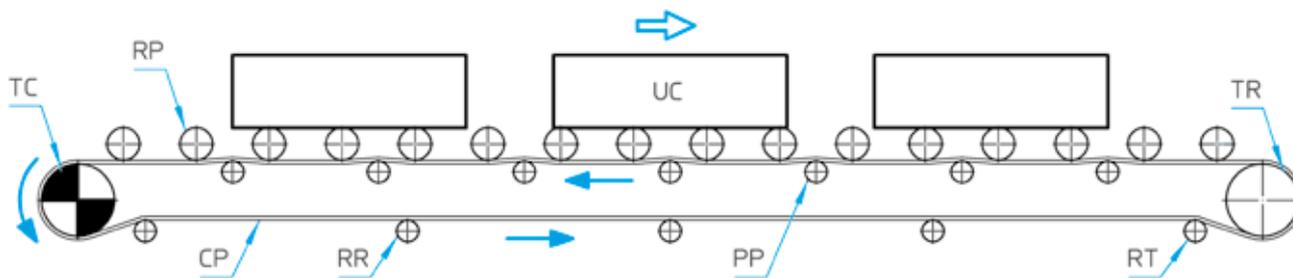
*The belt-driven roller conveyors are particularly suitable for fast conveying of unit loads. Better than the roller conveyors controlled by chains, they allow the realization of exchanges, curves, conjunctions to Y etc.*

- *The rollers herewith described are specifically designed for roller conveyors driven by*
- *flat tangential belts*
- *toroidal belt loops*
- *flexible ribbed belts loops (commercially Poly-V)*
- *flexible HTD 8M and T10 belts loop*

*The belts, if they comply with ISO 1813:2014, are antistatic.*

## TRASMISSIONE CON CINGHIA PIATTA TANGENZIALE

## DRIVE WITH TANGENTIAL FLAT BELT



Questo sistema di trasmissione del moto è ottenuto mediante un'unica cinghia piana (CP) tesa tra un tamburo di comando (TC) ed un tamburo di rinvio o tenditore (TR). L'inserimento dei rulli di rinalzo (RT) aumenta l'angolo di avvolgimento della cinghia sul tamburo di comando (TC).

La cinghia è posta sotto i rulli portanti (RP), ai quali trasmette il moto per il trasporto dell'unità di carico (UC). È opportuno che i rulli portanti (RP) siano alloggiati in un'asola aperta in modo da permettere il loro scorrimento in senso verticale. In questo caso la pressione tra rullo e cinghia è proporzionale al peso dell'Unità di Carico. Nel caso di rulli con assi maschiati, collegati rigidamente al telaio del trasportatore, il corretto tensionamento tra la cinghia ed i rulli portanti è mantenuto dai rulli di pressione (PP), che normalmente sono posti tra due o al massimo tre rulli portanti, che è opportuno siano regolabili in senso verticale.

Il sostenimento e l'allineamento della cinghia al ritorno sono mantenuti dai rulli di ritorno (RR) opportunamente distanziati e, se possibile, regolabili sul piano orizzontale per ottenere la corretta centratura della cinghia.

## CALCOLO E SCELTA DEI RULLI

I rulli di pressione (PP) sono soggetti alla pressione della cinghia, valutabile nel 10% della sua massima tensione.

I rulli portanti (RP) sono soggetti al peso dell'Unità di Carico (Pmax) e, se scarichi, alla pressione della cinghia come sopra. Per la scelta del rullo si rimanda alle formule e alle tabelle del Capitolo 22C.

Normalmente, per motivi di standardizzazione, i rulli di ritorno (RR), se di pari lunghezza sono identici a quelli portanti. I rulli di rinalzo (RT) vanno invece calcolati tenendo conto dell'angolo di avvolgimento della cinghia.

## TRASMISSIONE CON ANELLI DI CINGHIE TOROIDALI (CINGHIE TONDE)

Questo sistema di trasmissione, adatto soprattutto alla movimentazione di carichi leggeri, è rappresentato negli schemi di fig. 2 e 3.

I rulli portanti (RP) sono provvisti di gole e sono comandati mediante cinghie toroidali (CT), collegate ad un albero di comando (AC), posto longitudinalmente sotto la corsia a rulli.

Le cinghie toroidali, normalmente in poliuretano, hanno una sezione il cui diametro può variare da un minimo di 4 ad un massimo di 8 mm. È possibile realizzare, con relativa facilità, anche tratti di accumulo facendo slittare le cinghie toroidali sull'albero che trasmette il moto (applicazione poco consigliata) oppure interponendo tra le cinghie e l'albero delle pulegge (fig.3) o dei tubi, che tramite boccole, frizionano sull'albero stesso. Quest'ultimo sistema permette di realizzare tratti di accumulo lunghi fino a 20-30 m.

Il diametro dell'albero di comando, come pure quello di fondo gola delle eventuali boccole frizionanti, deve essere inferiore al diametro di fondo gola dei rulli.

La forza di trascinarsi, inoltre, può essere opportunamente ridotta collegando alcuni rulli in serie ad un primo rullo, che prende il moto dall'albero longitudinale di comando (vedi foto).

La flessibilità di questo sistema di comando consente di realizzare scambi, restringimenti di corsia, deviazioni, curve a 90° e 180° di ingombro particolarmente ridotto con relativa facilità (vedi esempi di fig. 4, 5, 6, 7).

This drive system is obtained by a single flat belt (CP), which is stretched between a driving drum (TC) and a return drum or tightener (TR).

Inserting back-up rollers (RT) increases the angle of winding of the belt on the driving drum (TC).

The belt is positioned under the bearing rollers (RP), to which it transmits the motion to convey the unit load (UC). Load bearing rollers (RP) should be housed in an open slot to allow them to slide vertically. In this case the pressure between roller and belt is proportional to the weight of the unit load. In the case of rollers with taped shafts, rigidly connected to the conveyor frame the correct tension between the belt and the bearing rollers is maintained by the pressure rollers (PP) that are generally positioned between two or maximum three bearing rollers and must be vertically regulated.

The support and alignment of the return belt is maintained by the return rollers (RR) appropriately spaced and, if possible, adjustable on the horizontal plane to obtain the correct centering of the belt.

## CHOICE AND CALCULATION OF THE ROLLERS

The pressure rollers (PP) are subject to the belt pressure, which can be estimated at 10% of its maximum tension.

The bearing rollers (RP) are subject to the weight of the unit load (Pmax) and, if unloaded, to the belt pressure as above. To choose the roller, refer to the formulas and tables in Chapter 22C.

Normally, for standardization reasons, the return rollers (RR), if of equal length, are identical to the supporting ones. The back-up rollers (RT) are instead calculated by taking into account the angle of winding of the belt.

## TRANSMISSION WITH TOROIDAL BELT LOOPS (ROUND BELTS)

This transmission system, suitable mainly for moving light unit loads, is shown in the diagrams of fig.2 and 3.

The bearing rollers (RP) with grooves are driven by toroidal belts (CT), connected to a control shaft (AC), positioned lengthwise under the roller track.

The diameter of the toroidal belt section, generally in polyurethane, can vary between a minimum of 4 and a maximum of 8 mm.

It is also relatively easy to set up accumulation lengths by sliding the toroidal belts on the driving shaft (not recommended) or by fitting pulleys (fig.3) or tubes between the belts and shaft which, with bushings, rub against the shaft itself. This last system allows accumulation sections of up to 20-30 m long to be set up.

The diameter of the control shaft, and of the groove bottom of any friction bushings, must be smaller than the diameter of the groove bottom of the rollers.

Furthermore, the dragging force can be reduced by connecting some rollers in series to a first roller, which is driven by the longitudinal control shaft (see photo).

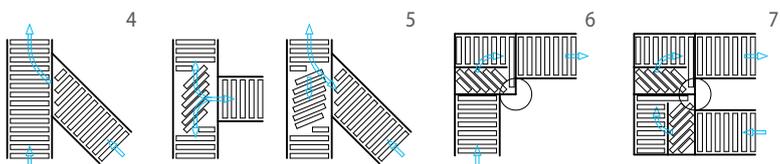
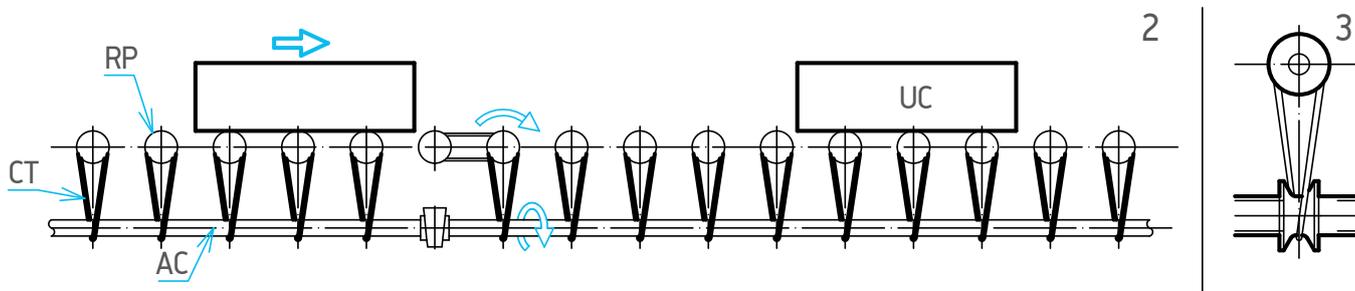
The flexibility of this driving system allows exchanges, lane narrowing, deviations, 90° and 180° curves of particularly reduced size to be set up with relative ease (see examples in fig. 4, 5, 6, and 7).

**SCelta DEI RULLI IN FUNZIONE DEL CARICO E DELLE GOLE**

I rulli si scelgono sulla base dei criteri indicati prima, essendo trascurabile il carico dovuto alla cinghia. Tutti i rulli di diametro compreso tra 30 e 76 mm e con spessore fino a 2,5 mm. possono essere forniti con una o più gole ricavate sul tubo indipendentemente dalla serie di appartenenza. Le gole ricavate sul tubo possono essere eseguite anche con profili diversi da quelli di catalogo.

**CHOOSING ROLLERS ACCORDING TO THE LOADS AND THE GROOVES**

Rollers are chosen on the basis of the criteria set out before, since the load due to the belt is negligible. All the rollers with diameter between 30 and 76 mm and thickness up to 2.5 mm can be supplied with one or more grooves in tube regardless of the series. The grooves, when made on the tube, can be carried out also with different profiles from those in the catalogue.



**TRASMISSIONE CON ANELLI DI CINGHIE FLESSIBILI TRAPEZOIDALI E SINCRONE**

I trasportatori comandati con cinghie flessibili sono strutturalmente simili a quelli comandati con catene, ma con rulli, che, al posto dei pignoni, hanno delle pulegge.

Si tratta di un sistema di trasmissione particolarmente indicato per la movimentazione veloce e silenziosa di carichi leggeri.

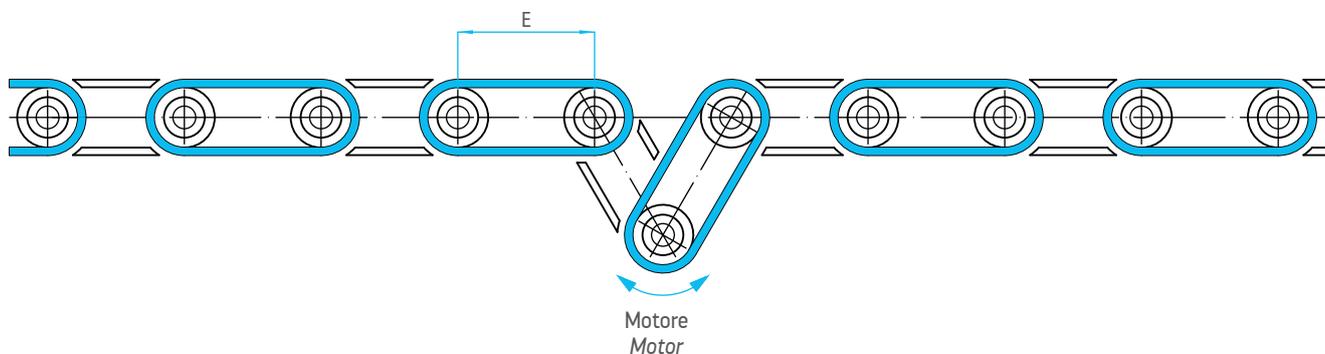
Sono disponibili anche rulli frizionati, intercambiabili con quelli comandati.

**TRANSMISSION WITH FLEXIBLE TRAPEZOIDAL AND SYNCHRONOUS BELT LOOPS**

The conveyors driven by flexible belts are structurally similar to those driven by chains, which, instead of the pinions, are equipped with pulleys.

It is a transmission system particularly suitable for the fast and silent handling of light loads.

Friction rollers, interchangeable with the live ones, are also available



Se il motore è posto al centro della rulliera, il numero di rulli comandabili raddoppia rispetto a quando il motore è posto ad una estremità. I rulli di testa e quelli direttamente collegati al motore possono essere forniti in esecuzione rinforzata, tenendo conto della componente del tiro cinghia.

Nel determinare la velocità massima di avanzamento, il progettista deve tenere conto della capacità di carico dei rulli e, nel caso di rulli frizionati, delle boccole di frizionamento.

If the drive unit is positioned in the center of the roller conveyor, it can drive a double number of rollers compared to when the drive unit is positioned at one end.

Head rollers and those directly connected to the drive unit must be sized taking into account the belt tension component. When determining the maximum forward speed, the designer must take into account the load capacity of the rollers and, in the case of friction rollers, of the friction bushings.

## LE CINGHIE

La trasmissione di potenza per mezzo di cinghie avviene sfruttando l'azione delle forze di attrito generate tra un elemento sufficientemente flessibile ed elastico e le pulegge opportunamente sagomate, solidali agli elementi cui trasferire il moto. Nel caso dei rulli la puleggia è solidale al mantello realizzato con un tubo d'idoneo diametro. Fanno eccezione le cinghie sincrone caratterizzate da una dentatura trasversale che lavora per ingranamento dei denti con quelli della puleggia.

La puleggia meccanicamente collegata al motore è denominata "puleggia motrice" mentre le pulegge montate sui rulli vengono denominate "pulegge condotte".

Generalmente le cinghie, indipendentemente dalla loro sezione, sono realizzate ad anelli di sezione costante, di diversa forma e materiale. Al fine di aumentare le prestazioni, sono sempre più diffuse le cinghie realizzate con materiali compositi.

Le cinghie che trovano maggiore impiego nelle applicazioni di trasmissione potenza sono le seguenti:

Cinghia piatte;

Cinghie tonde;

Cinghie a V (poly-V)

Cinghie sincrone con profili tipo RPP e HTD.

Nel caso di cinghie piatte, il rullo può essere privo della puleggia: il moto è trasmesso mettendo a contatto direttamente la cinghia con mantello del rullo realizzando così una motorizzazione tipo tangenziale oppure ad anelli tra rulli contigui.

Anche i rulli comandati con cinghie tonde possono essere privi di puleggia ma, in questo caso, la sede della cinghia è costituita da una gola realizzata direttamente sul tubo.

## THE BELTS

The power transmission by means of a belt takes place by exploiting the friction forces generated between a sufficiently flexible and elastic element and the suitably shaped pulleys, integral with the elements to which the motion is transferred. In the case of rollers the pulley it is integral with the shell made with a tube of suitable diameter. Synchronous belts characterized by a transverse toothing that works by meshing the teeth with the corresponding pulley teeth are an exception.

The pulley mechanically connected to the drive unit is called the "driving pulley" while the pulleys mounted on the rollers are called "driven pulleys".

Generally, the belts, regardless of their cross-section, are made with loops of a constant cross-section, of various shapes and materials; in order to increase performance, belts made of composite materials are increasingly popular.

The belts that are most used in power transmission applications are the following:

Flat belts

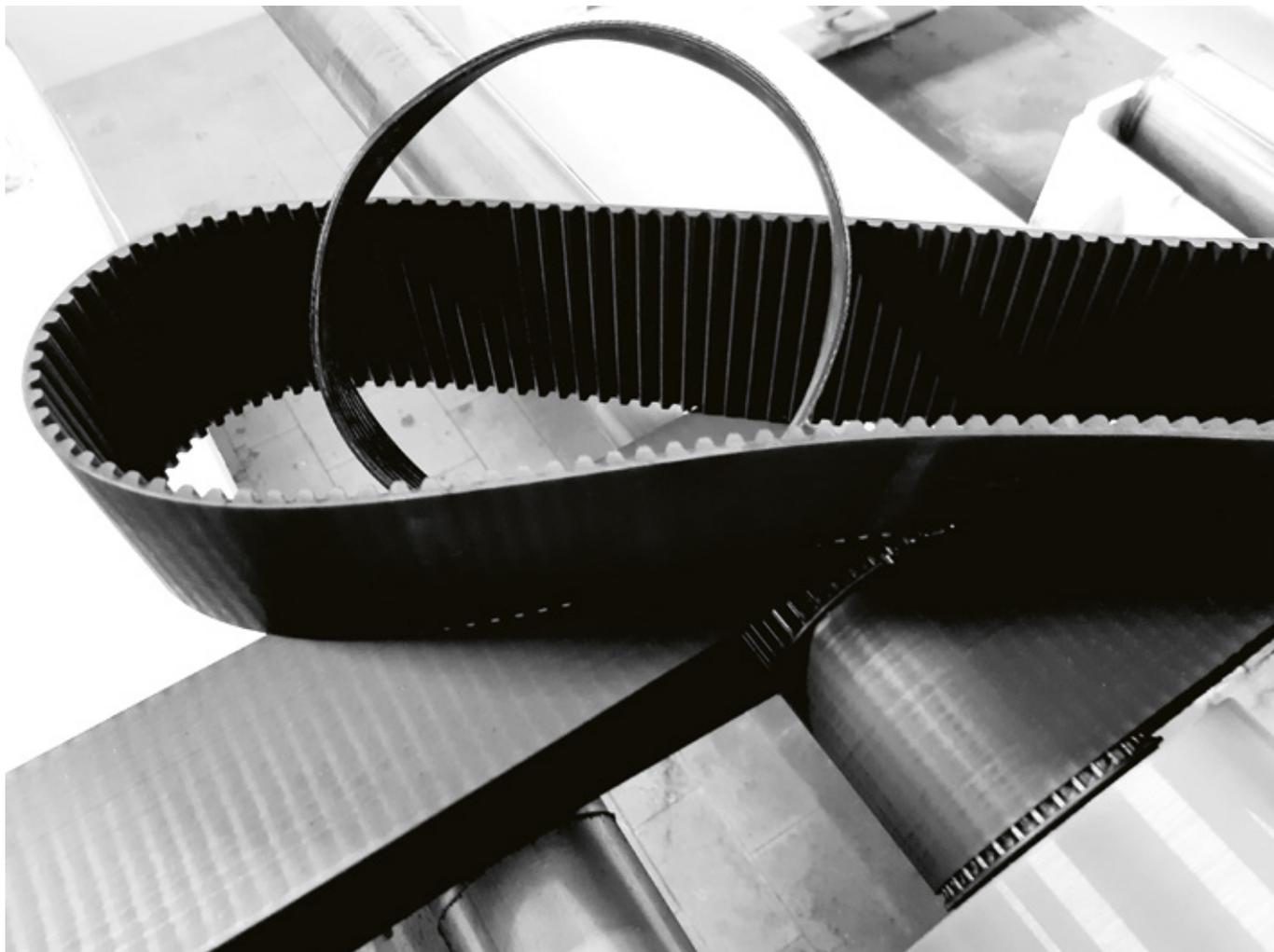
Round belts

V-belts (poly-V)

Synchronous belts with RPP and HTD profiles.

In the case of flat belts, the roller can be without a pulley: the motion is transmitted by putting the belt directly in contact with the roller tube, thus creating a tangential or roll to roll type motorization between adjacent rollers.

Rollers driven by round belts can also be without a pulley but, in this case, the belt seat consists of a groove made directly on the tube.

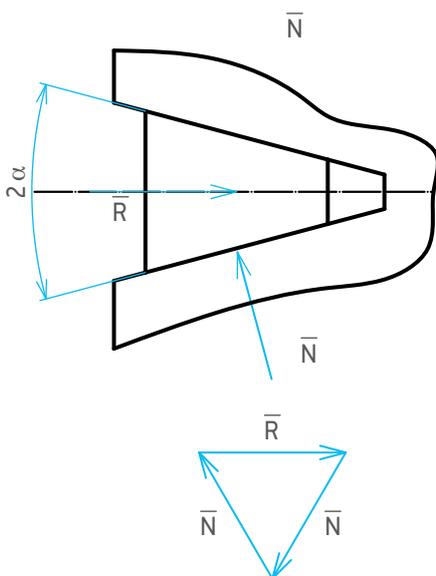


**CALCOLO DELLA FORZA DI ADERENZA**

Nel caso di cinghie piatte, la forza di aderenza  $F_a$  che garantisce la trasmissione è pari al prodotto tra la forza perpendicolare  $R$  trasmessa dalla cinghia ed il coefficiente di attrito  $f$ :  $F_a = f \times R$ .

Nel caso di cinghie a sezione triangolare o trapezoidale, con una o più nervature, la forza di attrito che si genera è maggiore rispetto al caso delle cinghie piane grazie all'effetto cuneo sulle pareti inclinate della puleggia; in questo caso, la forza di aderenza vale  $F_a = f' \times R$  con  $f'$  coefficiente fittizio pari a

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha} \quad (f' > f)$$



**CALCULATION OF THE ADHESION FORCE**

In the case of flat belts, the adhesion force  $F_a$  which guarantees the transmission is calculated with the product between the perpendicular force  $R$  transmitted by the belt and the friction coefficient  $f$ :  $F_a = f \times R$ .

In the case of belts with a triangular or trapezoidal section, with one or more ribs, the friction force generated is greater than in the case of flat belts thanks to the wedge effect on the inclined walls of the pulley; in this case, the adhesion force is  $F_a = f' \times R$  with  $f'$  fictitious coefficient equal to

**CALCOLO DELLO SVILUPPO DELLE CINGHIE**

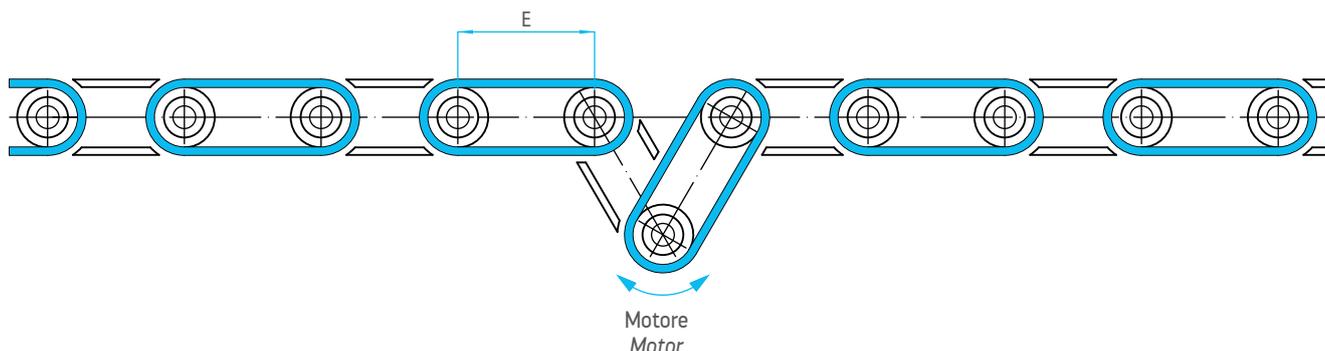
Si definiscono:

- L = sviluppo teorico della cinghia [mm]
- E = interasse richiesto [mm]
- D = diametro primitivo della puleggia maggiore [mm]
- d = diametro primitivo della puleggia minore [mm]

**CALCULATION OF THE DEVELOPMENT OF THE BELT**

We define:

- L = theoretical development of the belt [mm]
- E = required interaxle spacing [mm]
- D = pitch diameter of the largest pulley [mm]
- d = pitch diameter of the smallest pulley [mm]



**CALCOLO E SCELTA**

Lo sviluppo teorico della cinghia può essere calcolato con la seguente formula:

$$L = 2 \cdot E + \frac{\pi}{2} D$$

Se la cinghia collega rulli con pulegge di diametro primitivo diverse, la formula precedente viene così riscritta

$$L = 2 \cdot E + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot E}$$

Lo sviluppo reale della cinghia deve tenere conto dell'allungamento percentuale che la cinghia deve subire per ottenere il pretensionamento utile a garantire le prestazioni attese. In alternativa, il pretensionamento della cinghia può essere garantito utilizzando dei dispositivi tenditori, autoregolabili o fissi.

**PRETENSIONAMENTO (TENSIONE DI MONTAGGIO)**

Al fine di garantire le corrette condizioni di aderenza tra la cinghia e la puleggia durante la trasmissione di potenza, occorre montare la cinghia con una determinata tensione per evitare che, in determinate condizioni di funzionamento, si abbia uno slittamento della cinghia con conseguente perdita di potenza e, se protratto, l'usura della cinghia stessa.

**CALCULATION AND CHOICE**

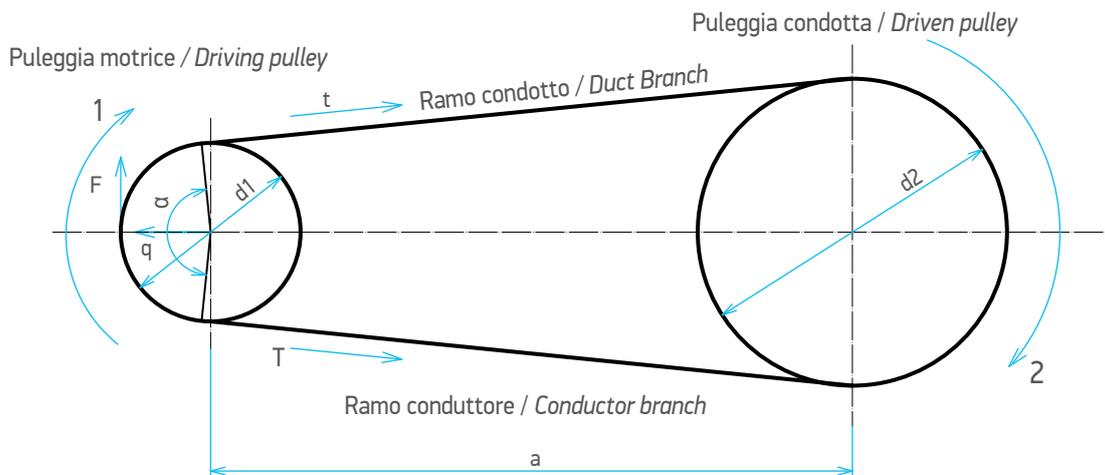
The theoretical development of the belt can be calculated with the following formula:

If the belt connects rollers with pulleys having a different pitch diameter, the above formula is rewritten as follows.

The actual length of the belt must take into account the percentage elongation that the belt must undergo to ensure the pre-tensioning useful to ensure the expected performance; alternatively, belt pre-tensioning can be ensured by using self-adjusting or fixed tensioning devices.

**PRE-TENSIONING (MOUNTING TENSION)**

In order to guarantee the correct conditions of adherence between the belt and the pulley during the transmission of power, it is necessary to install the belt with a determined tension to avoid that, under certain operating conditions there is a slippage with consequent loss of power and, if prolonged, the wear of the same.



La relazione tra i tiri cinghia dei due rami è la seguente:

The relationship between the strap shoots of the two branches is as follows:

$$\frac{T}{t} = e^{f\gamma}$$

Dove  
 $\gamma$  = angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia  
 T = tensione del ramo teso  
 t = tensione del ramo non teso  
 f = coefficiente di attrito.

Where  
 $\gamma$  = winding angle of the belt on the pulley  
 T = tension of the taut branch  
 t = tension of the non-taut branch  
 f = coefficient of friction.

E definendo la forza periferica F ottenuta come

And defining the obtained peripheral force F as

$$F = T - t$$

Si ottengono i valori minimi di tensione che occorre applicare ai due rami della trasmissione per evitare lo slittamento della cinghia sulla puleggia

We obtain the minimum tension values that must be applied to the two branches of the transmission to avoid slippage of the belt on the pulley

$$t = \frac{F}{e^{f\gamma} - 1} \quad e \quad T = \frac{F \cdot e^{f\gamma}}{e^{f\gamma} - 1}$$

Si nota che, per un dato valore della forza periferica F, le tensioni dei due rami, diminuiscono all'aumentare del coefficiente di attrito f o dell'angolo di avvolgimento  $\gamma$  della cinghia sulla puleggia. In condizioni statiche, le tensioni nei due tratti della cinghia risultano uguali con valore pari alla media delle due tensioni T e t:

It is noted that, for a given value of the peripheral force F, the tensions of the two branches decrease as the friction coefficient f or the winding angle  $\gamma$  of the belt on the pulley increases. In static conditions, the tensions in the two sections of the belt are equal with a value equal to the average of the two tensions T and t:

$$t_0 = \frac{T + t}{2} = \frac{F}{2} \left( \frac{e^{f\gamma} + 1}{e^{f\gamma} - 1} \right)$$

Solitamente il tensionamento minimo necessario da fornire alla cinghia, in termini di forza [N] oppure di elongazione [%], è dichiarata dai costruttori delle cinghie all'interno delle schede tecniche. Considerando una rulliera di lunghezza Lt [m], sulla quale vengono movimentate un certo numero di unità di carico nuc del peso puc [N], con un numero di rulli pari a nr, la potenza del motore P è pari a

Usually, the minimum tension to be provided to the belt, in terms of force [N] or elongation [%], is declared by the manufacturers of the belts in the technical data sheets. Considering a roller conveyor of length Lt [m], on which a certain number of unit loads nuc weighting puc [N] are moved, with a number of rollers equal to nr, the power of the motor P is equal to

$$P = \frac{(P_r \cdot f_t) \cdot v}{n_g \cdot 1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

Con

Where

$$P_r = p_{uc} \cdot n_{uc} \cdot p_r \cdot n_r + 2 \cdot p_c \cdot L_t$$

$P_r$  = peso delle parti rotanti del rullo [N]  
 $f_t$  = coefficiente di attrito [0,06÷0,08]  
 $v$  = velocità lineare avanzamento dell'unità di carico [m/s]  
 $p_c$  = peso lineare della cinghia [N]  
 $n_g$  = rendimento globale della trasmissione [0,6÷0,9]  
 $n$  = rendimento del motore [0,7÷0,8]  
 $nuc$  = numero delle unità di carico presenti sul trasportatore contemporaneamente [unità]  
 $puc$  = peso della singola unità di carico [N]

$P_r$  = weight of the rotating parts of the roller [N]  
 $f_t$  = coefficient of friction [0.06 ÷ 0.08]  
 $v$  = linear feed speed of the unit load [m / s]  
 $p_c$  = linear weight of the belt [N]  
 $n_g$  = overall transmission efficiency [0.6 ÷ 0.9]  
 $n$  = efficiency of the motor [0.7 ÷ 0.8]  
 $nuc$  = number of load units present on the conveyor at the same time [units].  
 $puc$  = weight of the single load unit [N].