

# TEMA 7.- CADENAS

## INTRODUCCIÓN. CADENAS DE RODILLOS

Entre los diversos tipos de cadenas empleados en transmisiones de potencia las más usadas son las cadenas de rodillos.

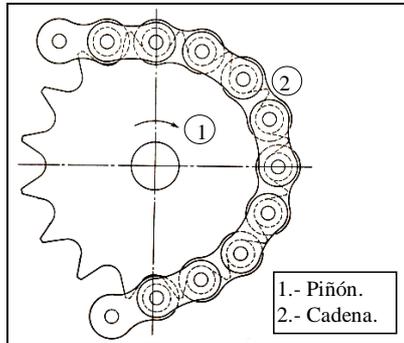


Figura 1.- Transmisión por cadena.

Las partes de que consta una cadena de rodillos son las que se presentan en la figura siguiente.

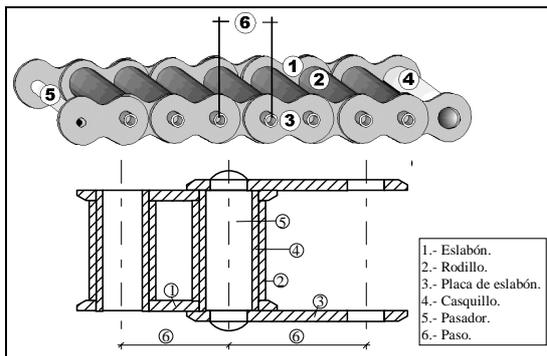


Figura 2.- Partes de una cadena de rodillos

Las fuerzas que actúan son prácticamente las mismas que en las correas excepto que pueden producirse cargas importantes debido al impacto cuando los rodillos establecen contacto con los dientes de los piñones.

Ni que decir tiene que las fuerzas de inercia son muy superiores a las que aparecen en las correas.

Los piñones tienen relativamente pocos dientes.

En la figura siguiente se presenta un piñón con su cadena correspondiente en dos instantes del movimiento.

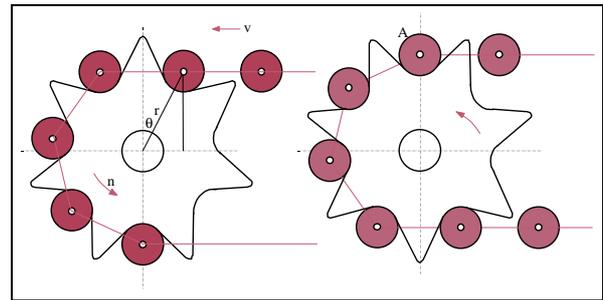


Figura 3.- Acción de cuerda

Con esta figura se trata de explicar el fenómeno denominado *acción de cuerda* característico de estas transmisiones.

Considerando en la figura anterior el rodillo **A** en un instante en el que está precisamente apoyado en el diente correspondiente, se observa que la *línea de centros* de la cadena está separada una distancia  $r \cdot \cos \theta$  del eje. Esta distancia es menor que el radio  $r$ . Si  $n$  es el régimen de giro del piñón, la velocidad lineal de la cadena *antes* y *después* de girar el piñón un ángulo  $\theta$  vienen dados por:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n \cdot \cos \theta$$

Y:

$$V_1 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n$$

Aumentando desde  $V_0$  a  $V_1$  y posteriormente, disminuyendo al abandonar el piñón, de  $V_1$  a  $V_0$ , variación cuya duración es la correspondiente a la de cada ciclo de engrane de un diente.

Como cualquier cambio de velocidad supone la existencia de una aceleración, y esta implica la aparición de una fuerza, es evidente que en la cadena aparecen fuerzas debido al fenómeno descrito.

Además en la vertical aparecen aceleraciones que ocasionan brinco en las cadenas.

Como se observa en la figura anterior: el incremento de radio que experimenta el rodillo desde que entra en contacto con él hasta que gira un ángulo  $\theta$  es  $r(1 - \cos \theta)$ . Dicho incremento es tanto más grande cuanto menor es el número de dientes. Se acepta de forma práctica que cuando el número de dientes del piñón iguala o supera el de 25, dicho incremento es despreciable y la cadena no brinca.

Se recomienda que el número mínimo de dientes del piñón más pequeño de una transmisión por cadena sea:

- $N_{\text{diente}} = 12 \rightarrow$  baja velocidad
- $N_{\text{dientes}} = 17 \rightarrow$  media velocidad
- $N_{\text{dientes}} = 21 \rightarrow$  alta velocidad

Se debe entender por velocidad baja de cadena cuando es menor de 2 m/s y por velocidad alta cuando supera los 20 m/s.

Hay un detalle constructivo importante y que no debe dejarse pasar por alto, es el hecho de que con un número impar de dientes en el piñón pequeño y un número par de dientes en el piñón grande la frecuencia de contacto entre un diente y un rodillo determinados es mínima, lo que origina una mejor distribución del desgaste.

Las fuerzas que aparecen durante el funcionamiento hacen que la potencia que pueden transmitir para una tracción máxima determinada  $F_1$  (téngase en cuenta que  $F_2 \approx 0$  en las transmisiones por cadena) aumenta con la velocidad lineal hasta llegar a un máximo, a partir del cual disminuye, según se presenta en la figura siguiente.

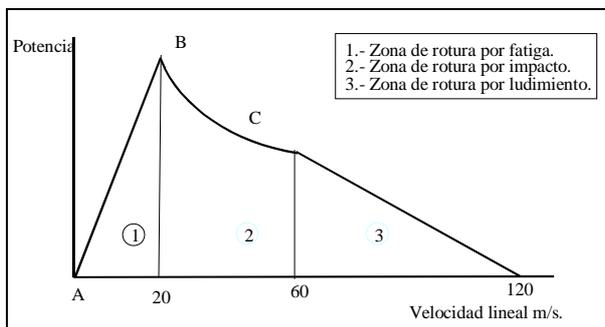


Figura 4.- Variación de la capacidad de transmisión de potencia con la velocidad

El cálculo de la velocidad lineal de la cadena se puede hacer de dos formas:

1.-  $V = \pi \cdot d_p \cdot n$

Siendo:

$d_p$  = diámetro primitivo del piñón  
 $n$  = régimen de giro del piñón

2.-  $V = P \cdot Z \cdot n$

Siendo:

$P$  = paso de la cadena  
 $Z$  = número de dientes del piñón  
 $n$  = régimen de giro del piñón

El montaje de una cadena, es sumamente sencillo y requiere pocas atenciones, se precisa que:

*El montaje de piñones cumpla:*

- Que mantengan un paralelismo entre piñón conductor y piñón conducido. Para su comprobación es frecuente recurrir a dos reglas que situadas a ambos lados de los piñones indican de forma muy clara el paralelismo de montaje.
- Que los piñones además de paralelos se mantengan en un plano perfecto.
- Que el eje o el árbol sobre el que se monten los piñones no tengan holgura ni estén descentrados lo que hace que aparezcan brincos y tensiones anómalas.

• *La colocación de la cadena cumpla:*

- Que no ofrezca ni exceso, ni defecto de tensión. En caso de exceso se acorta su vida útil, en el caso de defecto tiende a salirse.

En el caso de montaje horizontal es conveniente, para una correcta tensión de montaje que la cadena tenga una pequeña flecha. En el caso de transmisión vertical la cadena tendrá una tensión adecuada cuando admita una ligera presión de la mano sin hacer resorte.

En general para el montaje de una transmisión por cadena se tendrá en cuenta:

1. Haber efectuado un montaje con las debidas condiciones de alineamiento.
2. Que la totalidad de la transmisión disponga de un sistema eficaz de engrase.
3. Que se puedan verificar los eslabones de unión por ser éstos la zona más débil de las cadenas.

Para **seleccionar una cadena** es preciso conocer:

- La potencia a transmitir.
- Las revoluciones por minuto del árbol motor y del conducido.
- Las condiciones de trabajo, las cuales harán que la potencia a transmitir se mayor con un coeficiente obtenido de la siguiente tabla:

	Motor hidráulico	Motor eléctrico	Motor de combustión
Sin sacudidas	1'0	1'0	1'2
Sacudidas ligeras	1'2	1'3	1'4
Sacudidas violentas	1'4	1'5	1'7

Tabla 1.- Coeficiente de mayoración de la potencia transmitida

Existen fórmulas empíricas que permiten calcular la capacidad de transmisión de potencia de las cadenas en función del paso **P** en centímetros del régimen de giro **n** en r.p.m. y del número de dientes **Z** del piñón más pequeño.

$$N = 0'004056 Z^{1'08} \cdot n^{0'9} \cdot \left( \frac{P}{2'54} \right)^{3-0'0275P} \quad (C.V.) \quad (I)$$

O bien:

$$N = 0'418 \cdot \Delta \cdot \left( \frac{100 \cdot Z}{n} \right)^{1'5} \cdot P^{0'8} \quad (C.V.) \quad (II)$$

La fórmula (I) se aplica para velocidades inferiores a las que causan rotura por fatiga del eslabón y la fórmula (II) se aplica para el caso de impacto casquillo-rodillo.

El coeficiente  $\Delta$  toma valores de:

$\Delta = 17$  para cadenas de paso pequeño

$\Delta = 29$  para cadenas de paso grande

También una vez analizadas las condiciones de trabajo, la potencia y el régimen de giro del piñón más pequeño es posible la utilización de gráficos como el siguiente:

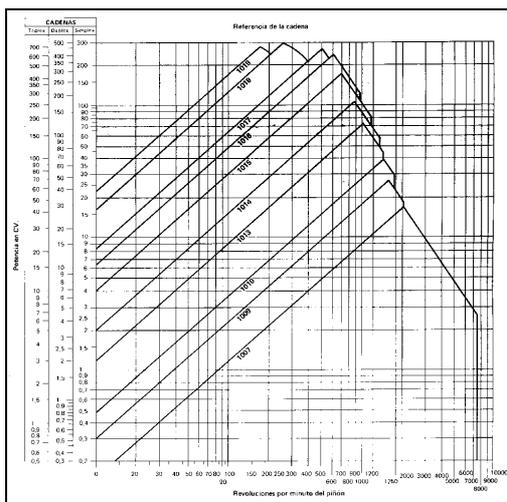


Figura 5.- Gráfico de preselección de cadenas

Una vez seleccionada la cadena, teniendo en cuenta que es conveniente escoger aquellas en las que se esté más próximo de la recta ascendente que de la descendente y en el supuesto de que no

se desee aumentar el paso se pueden montar cadenas dobles y triples...

Para un paso determinado y un régimen de **n** r.p.m. dado, cuanto mayor sea el número de dientes de los piñones menores sacudidas y vibraciones habrá y más silenciosa será la transmisión.

Para elegir el piñón es preciso tener en cuenta el diámetro del cubo o maza del mismo para poder mecanizar el orificio deseado sin peligro de que quede debilitado.

Las características dimensionales de las cadenas se presentan en las siguientes tablas:

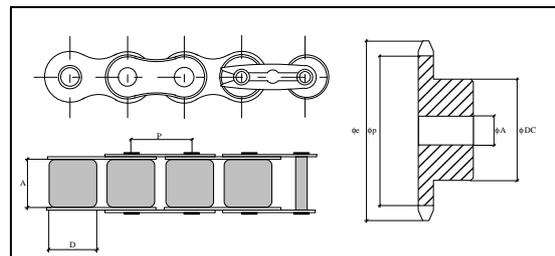


Figura 6.- Cadena de rodillos simple

Ref. Nº	PASO P mm. Pulg.	ancho int. A mm.	Ø rod. D. mm.	Carga rotura Kgs.	Peso Kgs. por m.
1000-S.	9'52 - 3/8"	3'94	6'35	1.000	0'380
1001-S.	9'52 - 3/8"	5'72	6'35	1.000	0'400
1002-S.	12'70 - 1/2"	3'30	7'75	875	0'300
1003-S.	12'70 - 1/2"	4'88	7'75	1.400	0'460
1004-S.	12'70 - 1/2"	6'40	7'75	1.800	0'610
1005-S.	12'70 - 1/2"	5'21	8'51	2.000	0'650
1006-S.	12'70 - 1/2"	6'40	8'51	2.000	0'680
1007-S.	12'70 - 1/2"	7'75	8'51	2.000	0'730
1008-S.	15'88 - 5/8"	6'48	10'16	2.500	0'840
1009-S.	15'88 - 5/8"	9'65	10'16	2.500	0'960
1010-S.	19'05 - 3/4"	11'68	12'07	3.200	1'230
1011-S.	19'05 - 3/4"	12'70	11'90	3.900	1'600
1012-S.	25'40 - 1"	12'70	12'70	3.900	1'330
1013-S.	25'40 - 1"	17'02	15'88	6.500	2'670
1014-S.	31'75 - 1 1/4"	19'56	19'05	10.000	3'300
1015-S.	38'10 - 1 1/2"	25'40	25'40	22.000	7'680
1016-S.	44'45 - 1 3/4"	30'99	27'94	25.000	9'450
1017-S.	50'80 - 2"	30'99	29'21	26.000	8'950
1018-S.	63'50 - 2 1/2"	38'10	39'37	43.000	16'040
1019-S.	76'20 - 3"	45'72	48'26	65.000	25'310

Tabla 2.- Dimensiones de cadenas de rodillos simples.

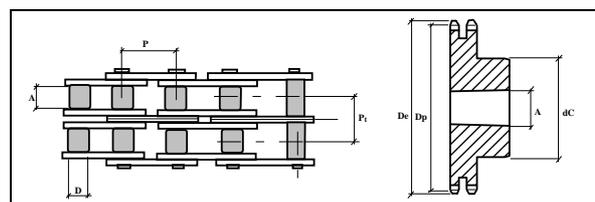


Figura 7.- Cadenas de rodillos doble

Ref. N°	PASO P mm - Pulg.	ancho int. A mm.	Ø Rod. D mm.	Pt tran. mm.	Carga rotura Kg.	Peso Kgs. por m.
1001-D	9'52 - 3/8"	5'72	6'35	10'24	1.900	0'780
1007-D	12'70 - 1/2"	7'75	8'51	13'92	3.800	1'400
1009-D	15'88 - 5/8"	9'65	10'16	16'59	4.750	1'820
1010-D	19'05 - 3/4"	11'68	12'07	19'46	6.100	2'440
1013-D	25'40 - 1"	17'02	15'88	31'88	12.400	5'300
1014-D	31'75 - 1 1/4"	19'56	19'05	36'45	19.000	6'590
1015-D	38'10 - 1 1/2"	25'40	25'40	48'36	36.100	15'240
1016-D	44'45 - 1 3/4"	30'99	27'94	59'56	40.000	18'800
1017-D	50'80 - 2"	30'99	29'21	58'55	49.000	17'810
1018-D	63'50 - 2 1/2"	38'10	39'37	72'29	81.000	31'600
1019-D	76'20 - 3"	45'72	48'26	91'21	123.000	50'000

Tabla 3.- Dimensiones de cadenas de rodillos doble

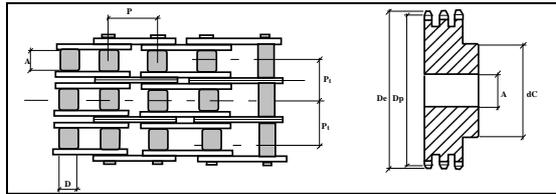


Figura 8.- Cadena de rodillo triple

Ref. N°	PASO P mm - Pulg.	anch. int. A mm.	Ø R. D mm.	Pt tran. l mm.	Carga rotura Kg.	Peso K./m.
1001-T	9'52 - 3/8"	5'72	6'35	10'24	2.800	1'140
1007-T	12'70 - 1/2"	7'75	8'51	13'92	5.600	2'070
1009-T	15'88 - 5/8"	9'65	10'16	16'59	7.000	2'850
1010-T	19'05 - 3/4"	11'68	12'07	19'46	9.000	3'630
1013-T	25'40 - 1"	17'02	15'88	31'88	18.200	7'900
1014-T	31'75 - 1 1/4"	19'56	19'05	36'45	28.000	9'860
1015-T	38'10 - 1 1/2"	25'40	25'40	48'36	61.000	22'700
1016-T	44'45 - 1 3/4"	30'99	27'94	59'56	65.000	28'060
1017-T	50'80 - 2"	30'99	29'21	58'55	72.800	26'580
1018-T	63'50 - 2 1/2"	38'10	39'37	72'29	120.000	47'160
1019-T	76'20 - 3"	45'72	48'26	91'21	182.000	74'690

Tabla 4.- Dimensiones para cadenas de rodillos triples

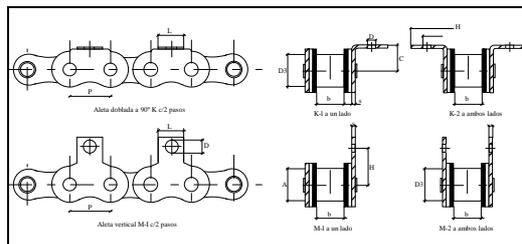


Figura 9.- Cadenas de rodillos con aletas.

Ref N°	pg.	P mm	An. Int. b mm	Ø Rod. D3 mm	H mm	A mm	L mm	Ø D mm	S mm
127-M	1/2	12'7	7'75	8'51	14'1	25'3	11	4'3	1'5
159-M	5/8	15'9	9'65	10'16	16'3	30'2	14	5'3	1'6
191-M	3/4	19'05	11'68	12'07	18'2	36'2	18	6'4	1'8
254-M	1"	25'4	17'02	15'88	25'4	47'6	24	8'2	3

Ref N°	P Pg.	An. Int. b mm.	Ø Rod. D3 mm.	C mm.	H <sub>2</sub> mm.	H mm.	A mm.	L mm.	Ø D mm.	S mm.	
127-K	1/2	12'7	7'75	8'51	8'75	13'8	19'2	25'3	11	4'3	1'5
159-K	5/8	15'9	9'65	10'16	10'5	15'8	22'8	30'2	14	5'3	1'6
191-K	3/4	19'05	11'68	12'07	11'6	17'8	27'5	36'2	18	6'4	1'8
254-K	1"	25'4	17'02	15'88	16'3	26'9	38'9	47'6	24	8'2	3

Tabla 5.- Dimensiones de cadenas con aletas

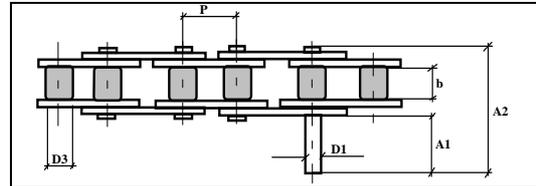


Figura 10.- Cadenas de rodillos con bulón.

Ref. N°	P Pg.	Mm	An. b Mm	Ø D3 mm	Ø D1 m m	A1 Mm	A2 mm
1001-PIV	3/8"	9'52	5'72	6'35	3'3	11	23
1007-PIV	1/2"	12'70	7'75	8'51	4'5	15	31
1009-PIV	5/8"	15'88	9'65	10'16	5'1	18	36
1010-PIV	3/4"	19'05	11'68	12'07	5'7	21	42
1013-PIV	1"	25'40	17'2	15'88	8'3	33'5	67

Tabla 6.- Dimensiones de cadenas de rodillos con bulón

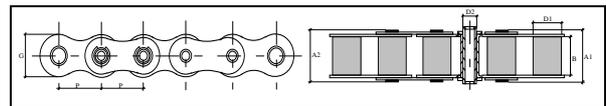


Figura 11.- Cadena ligera de ejes huecos.

Ref. N°	P Pg.	mm	Anc. b mm.	Ø D1 mm.	Ø D2 mm.	Anc. A1 mm.	Anc. A2 mm.	Anc. malla G mm	C. Rot. Kgs.	Peso K./m
1007-H	1/2"	12'70	7'75	8'51	4'5	16'8	19'2	12'2	1.200	0'60
1009-H	5/8"	15'88	9'65	10'16	5'-	18'12	21'6	14'3	1.500	0'80
1010-H	3/4"	19'05	11'68	12'07	5'7	24'-	27'-	16'5	1.850	1'10

Tabla 7.- Dimensiones de cadenas de ejes huecos

El cálculo de la longitud de cadena necesaria en una instalación se hace según la fórmula:

$$L \left( \begin{array}{l} \text{en numero} \\ \text{de pasos} \end{array} \right) = 2 \cdot \frac{S}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{S}$$

S → distancia entre centros de piñones

Z<sub>1</sub> y Z<sub>2</sub> → número de dientes de piñones

P → paso

Como norma general se admite, salvo que se coloquen tensores o guías para que la catenaria no sea excesiva, que la máxima distancia entre centros de piñones es de 80 pasos, siendo aconsejable en el caso de transmisiones muy largas montar varios árboles en serie.

Para la unión de los extremos de una cadena se usan conexiones especialmente diseñadas que

permiten un rápido y cómodo empalme, denominadas *eslabones de unión*

## PIÑONES Y CORONAS PARA CADENAS DE RODILLOS

En general se llama *piñón* al engranaje de menor tamaño y *corona o rueda* al de mayor tamaño.

La siguiente figura presenta piñones para cadenas simples, dobles y triples

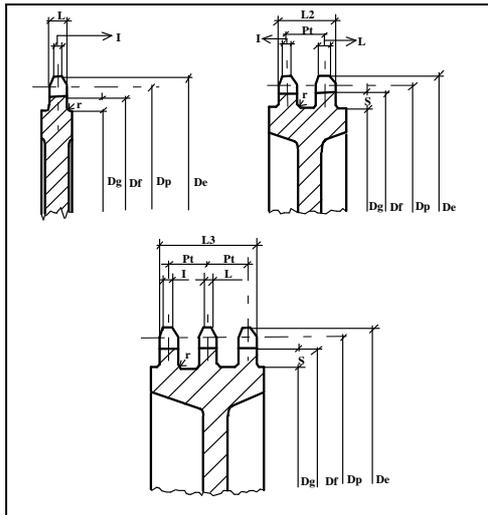


Figura 12.- Piñones para cadenas de rodillos

Siendo:

- $D_p$  = diámetro primitivo.
- $D_e$  = diámetro exterior.
- $D_f$  = diámetro interior o de fondo de diente.
- $D_g$  = diámetro de garganta.
- $L$  = ancho de diente.
- $l$  = ancho extremo diente.
- $r$  = radio para lados de garganta.
- $S$  = sustraendo para diámetro garganta.
- $L_2$  = ancho total dentado doble.
- $L_3$  = ancho total dentado triple.
- $P_t$  = paso transversal.
- $b$  = ancho interior cadena.
- $d$  = diámetro rodillo o casquillo.

El diámetro primitivo  $D_p$  se calcula mediante la fórmula:

$$D_p = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z}}$$

Siendo  $Z$  el número de dientes del piñón.

El diámetro exterior  $D_e$  tiene los siguientes valores:

- Piñones de 9 a 19 dientes:  $D_e = D_p + 0'85.d$
- Piñones de 20 a 25 dientes:  $D_e = D_p + 0'80.d$

- Piñones de 26 a 35 dientes:  $D_e = D_p + 0'78.d$
- Piñones de 36 a 50 dientes:  $D_e = D_p + 0'75.d$
- Piñones de 51 a 80 dientes:  $D_e = D_p + 0'72.d$
- Piñones de 81 a - dientes:  $D_e = D_p + 0'68.d$

- El diámetro interior:  $D_f = D_p - d$
- El diámetro garganta:  $D_g = D_f - 2S$
- Sustraendo para ancho garganta:  $S = 0'3.d$
- El ancho de diente:  $L = 0'91.b$
- El ancho extremo diente:  $l = 0'65.b$
- El ancho total dentado doble:  $L_2 = P_t + L$
- El ancho total dentado triple:  $L_3 = P_t + L$
- El radio para lados:  $r$  de 1 a 2'5 mm.

En las siguientes tablas se presentan las dimensiones normalizadas de piñones para cadenas simples:

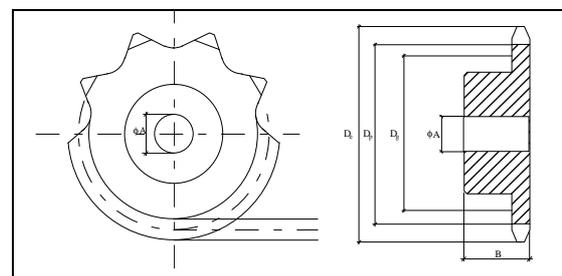


Figura 13.- Piñones para cadenas simples.

- Piñones para cadena simple de paso 3/8" = 9'52 mm.

Diámetro rodillo = 6'35 mm.

Ref N°	Z	$D_p$ mm.	$D_e$ mm.	$D_g$ mm.	$\phi A$ mm.	B mm.
1001 13S	13	39'80	44	27	12	30
1001 15S	15	45'81	50	33	12	30
1001 17S	17	51'84	56	39	12	30
1001 19S	19	57'87	62	45	12	30
1001 21S	21	63'91	68	51	12	30
1001 23S	23	69'95	74	57	12	30
1001 25S	25	76	80	63	12	30
1001 27S	27	82'05	86	69	12	30
1001 30S	30	91'12	95	79	12	30
1001 38S	38	115'34	119	70	20	36
1001 57S	57	172'91	177	70	20	36
1001 76S	76	230'49	234	75	20	36
1001 95S	95	288'08	291	75	20	40
1001 114S	114	345'68	349	80	25	46

- Piñones para cadena simple de paso 1/2" = 12'7 mm.

Diámetro rodillo = 8'51 mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1007 13S	13	53'07	59	38	12	30
1007 15S	15	61'08	67	45	12	30
1007 17S	17	69'12	75	53	12	30
1007 19S	19	77'16	83	61	12	30
1007 21S	21	85'21	92	69	12	30
1007 23S	23	93'27	100	77	12	30
1007 25S	25	101'33	108	85	12	30
1007 27S	27	109'40	116	93	12	30
1007 30S	30	121'50	128	105	12	30
1007 38S	38	153'79	161	90	20	35
1007 57S	57	230'54	237	90	25	38
1007 76S	76	307'32	313	90	25	40
1007 95S	95	384'11	390	90	25	45
1007 114S	114	460'91	467	100	25	45

• Piñones para cadena simple de paso 5/8" = 15'88 mm.

Diámetro rodillo = 10'16 mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1009 13S	13	63'34	74	47	15	35
1009 15S	15	76'35	84	57	15	35
1009 17S	17	86'39	94	67	15	35
1009 19S	19	96'45	104	77	20	35
1009 21S	21	106'51	114	87	20	35
1009 23S	23	116'59	124	90	20	35
1009 25S	25	126'66	134	90	20	35
1009 27S	27	136'74	145	100	20	35
1009 30S	30	151'87	159	120	20	35
1009 38S	38	192'24	200	90	25	40
1009 57S	57	288'18	295	90	25	45
1009 76S	76	384'15	392	110	25	50
1009 95S	95	480'14	487	110	25	50
1009 114S	114	576'14	583	125	25	50

• Piñones para cadena simple de paso 3/4" = 19'05 mm.

Diámetro rodillo = 12'07mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1010 13S	13	79'60	88	57	20	35
1010 15S	15	91'62	100	69	20	35
1010 17S	17	103'67	112	81	20	35
1010 19S	19	115'74	124	93	20	35
1010 21S	21	127'82	138	105	20	35
1010 23S	23	139'90	150	105	20	35
1010 25S	25	151'99	162	105	20	35
1010 27S	27	164'09	174	115	20	35
1010 30S	30	182'25	192	135	20	35
1010 38S	38	230'69	240	100	30	56
1010 57S	57	345'81	354	105	30	56
1010 76S	76	460'98	470	105	30	56
1010 95S	95	576'17	585	110	30	64
1010 114S	114	691'36	700	115	30	64

• Piñones para cadena simple de paso 1" = 25'4 mm.

Diámetro rodillo = 15'88 mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1013 13S	13	106'14	118	80	25	38
1013 15S	15	122'17	134	95	25	38
1013 17S	17	138'23	149	110	25	38
1013 19S	19	154'32	165	120	25	38
1013 21S	21	170'42	184	130	25	50
1013 23S	23	186'54	199	130	25	50
1013 25S	25	202'66	215	130	25	50
1013 27S	27	218'79	231	130	25	50
1013 30S	30	243'-	256	130	25	50
1013 38S	38	307'58	320	130	30	64
1013 57S	57	461'08	473	130	30	64
1013 76S	76	614'64	626	135	35	76
1013 95S	95	768'22	780	150	40	80
1013 114S	114	921'82	934	170	40	80

• Piñones para cadena simple de paso 11/4" = 31'75 mm.

Diámetro rodillo = 19'05 mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1014 13S	13	132'70	143	100	30	55
1014 15S	15	152'70	165	100	30	55
1014 17S	17	172'80	185	120	30	55
1014 19S	19	192'90	208	120	30	55
1014 21S	21	213'-	231	120	30	60
1014 23S	23	233'20	251	130	35	60
1014 25S	25	253'30	271	130	35	60
1014 27S	27	273'50	288	130	35	60
1014 30S	30	303'80	318	130	35	60
1014 38S	38	384'50	401	125	35	70
1014 57S	57	576'40	592	125	35	70
1014 76S	76	768'30	784	140	50	90
1014 95S	95	960'30	975	170	50	104
1014 114S	114	1152'30	1167	188	50	110

• Piñones para cadena simple de paso 11/2" = 38'1 mm.

Diámetro rodillo = 25'4 mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1015 13S	13	159'20	173	115	40	70
1015 15S	15	183'30	199	135	40	70
1015 17S	17	207'30	223	142	40	70
1015 19S	19	231'50	247	148	40	70
1015 21S	21	255'60	272	156	40	70
1015 23S	23	279'80	296	156	40	76
1015 25S	25	304'-	323	162	40	76
1015 27S	27	328'20	348	170	40	76
1015 30S	30	364'50	384	180	40	76
1015 38S	38	461'40	481	156	50	90
1015 57S	57	691'60	711	160	50	100
1015 76S	76	921'90	941	170	60	100
1015 95S	95	1152'30	1172	180	60	110
1015 114S	114	1382'70	1402	220	60	130

• Piñones para cadena simple de paso 13/4" = 44'45 mm.

Diámetro rodillo = 27'94 mm.

Ref N°	Z	D <sub>p</sub> mm.	D <sub>e</sub> mm.	D <sub>g</sub> mm.	Ø A mm.	B mm.
1016 13S	13	185'80	201	105	50	80
1016 15S	15	213'80	231	110	50	80
1016 17S	17	241'90	260	165	50	80
1016 19S	19	270'10	288	170	50	80
1016 21S	21	298'30	316	170	50	90
1016 23S	23	326'40	344	178	50	90
1016 25S	25	354'70	376	178	50	90
1016 27S	27	382'90	404	190	50	90
1016 30S	30	425'30	447	190	50	90
1016 38S	38	538'30	560	165	50	70
1016 57S	57	806'90	828	190	50	70
1016 76S	76	1075'60	1097	205	60	90
1016 95S	95	1344'40	1366	220	60	104
1016 114S	114	1613'-	1634	238	70	110

Tablas 8.- Dimensiones de piñones para cadena simple

### CADENAS DE DIENTES INVERTIDOS

Son comúnmente llamadas *cadena silenciosas*, y se utilizan para transmisiones de potencia en las que se requiera eliminar ruidos.

Están constituidas por eslabones cuyas caras de contacto son rectas y conectan con dientes rectos tallados en piñones.

Los eslabones de este tipo de cadenas y su actuación en el engranaje se presentan en la figura siguiente:

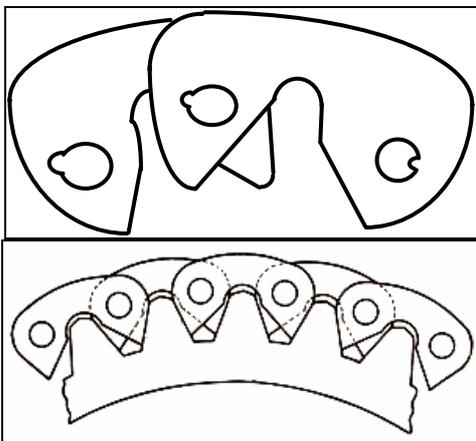


Figura 14.- Eslabones de cadena de dientes invertidos

### CADENAS TRANSPORTADORAS

Son cadenas para arrastre y están indicadas para todo tipo de trabajos de transporte y elevación de productos.

Hay una amplia variedad de cadenas transportadoras para adaptarse a la más amplia gama de necesidades.

Las cadenas de transporte se fabrican habitualmente con acoplamientos a base de aletas, pivotes, empujadores... etc, según se presentan en la siguiente figura:

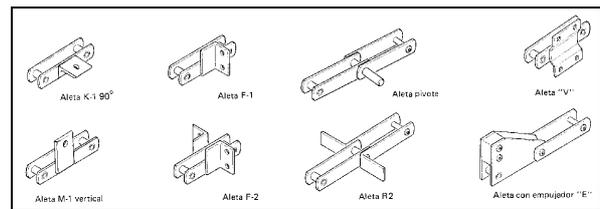


Figura 15.- Acoplamientos en cadenas para transporte

Los datos necesarios a considerar a la hora de seleccionar una cadena transportadora son entre otros:

- • Tipo de transportador.
- • Velocidad de transporte.
- • Distancia entre ejes.
- • Anchura de transporte.
- • Diámetro de piñones.
- • Condiciones de trabajo.
- • Material a transportar.

En general los transportadores se pueden agrupar en *horizontales* y *verticales*.

Los *horizontales* se pueden clasificar en transportadores de *tablillas* y de *producto apoyado sobre cadena*.

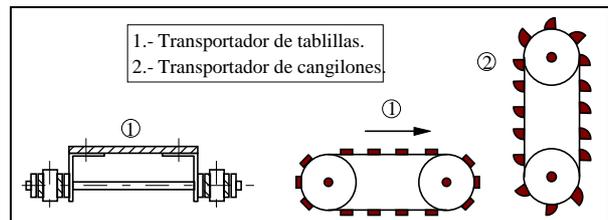


Figura 16.- Transportadores

El cálculo de la fuerza de tracción necesaria para el trabajo efectivo de la cadena transportadora es difícil de realizar mecánicamente y es por lo que se recurre a fórmulas empíricas.

La tracción en el transportador  $T_t$  es aquella que deberán realizar las cadenas en todo su trayecto.

Este valor se obtiene mediante la siguiente tabla:

Transportador	Fuerza de tracción máxima
Elevador de cangilones	$T_t = D \cdot (P_C + N)$
Transp. de tablillas	$T_t = S \cdot C_3 (2'2 \cdot P_C + N) + D \cdot (N - 0'2 P_C)$
Transp. con apoyo sobre cadenas	$T_t = S \cdot C_3 (2 \cdot P_C + N) + D \cdot N$

Tabla 9.- Tracción en el transportador

La fuerza de tracción real de trabajo se calcula por las fórmulas empíricas:

- a) Transportador con una sola cadena:

y periodos de trabajo  $C_2$

$$T_r = C_1 \cdot C_2 \cdot T_t \quad (\text{Kg})$$

b) Transportador con varias cadenas:

$$T_r = 1'2 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot T_t \quad (\text{Kg})$$

Siendo:

S = proyección horizontal de la distancia entre ejes

$P_C$  = peso de la cadena

D = desnivel entre ejes en m.

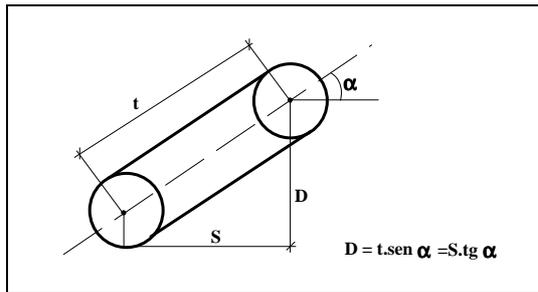


Figura 17.- Transportador

Q = carga total a transportar en Kg/m.

$C_1$  = coeficiente reductor debido a condiciones de trabajo y mantenimiento.

$C_2$  = coeficiente corrector de tiempo de trabajo. ( $C_1$  y  $C_2$  se usan más adelante).

$C_3$  = factor de deslizamiento o rodadura.

N = carga por metro de cadena Kg/m.

El cálculo de  $P_C$  es difícil pues "a priori" no se conoce el tipo de cadena es por ello que  $P_C$  se obtiene de la siguiente tabla:

	Inclinación del transportador	
	$\leq 20^\circ$	$> 20^\circ$
Material sobre la cadena	$P_C = 0'0021 \cdot Q$	$P_C = 0'0058 \cdot Q$
Material deslizante	$P_C = 0'0037 \cdot Q$	$P_C = 0'0071 \cdot Q$
Cadenas de eje hueco	Incrementar los factores de corrección en el 42%	

Tabla 10.- Cálculo empírico de  $P_C$  (Kg/m).

Los factores de corrección se ofrecen en las siguientes tablas:

Ambiente	Condiciones de engrase		
	Normal	Periódico	Sin engrase
Limpio	1	1'3	1'6
Sucio	1'3	1'6	1'8
Abrasivo	1'6	1'8	2

Tabla 11.- Coeficiente corrector de condiciones de trabajo, mantenimiento y ambiente  $C_1$

Tipo de carga	Periodo de trabajo diario	
	0-8 horas	$> 8$ horas
Continua	1'0	1'2
Discontinua	1'2	1'4
Con sacudidas	1'5	1'8

Tabla 12.- Coeficiente corrector según tipo de carga

Se considera trabajo continuo cuando las paradas no sobrepasan a una a la hora y con sacudidas cuando las paradas y arranques superen el 20% del tiempo.

Tipo de cadena	$C_3$
Cadena con rodillos sobresalientes	0'1 0'2
Cadenas con guías de acero	Ver tabla siguiente
Otros tipos de cadenas	

Tabla 13.- Coeficiente corrector según rozamiento  $C_3$

Material de guía	Con engrase	Sin engrase
	Acero dulce	0'19
Acero duro	0'16	0'48
Madera	0'2	0'45
Fundición	0'13	0'23
Bronce	0'11	0'16
Plástico	0'08	0'12

Tabla 14.- Coeficientes de rozamiento de distintos tipos de guías

Una vez calculada  $T_r$  y teniendo en cuenta que la velocidad lineal de la cadena no debe superar valores acordes con su masa por metro lineal, se escoge el tipo de cadena y su dimensión considerando su carga de rotura.

En las siguientes tablas se ofrecen características de algunos modelos de cadenas de transporte.

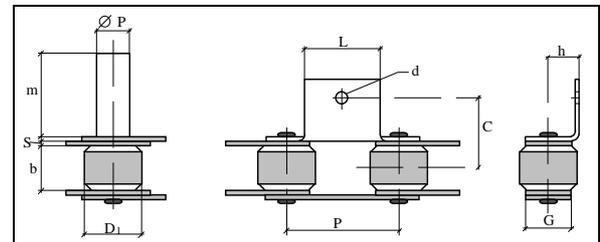


Figura 18.- Cadena de transporte de rodillos.

Ref N°	Paso P mm.	Ancho b mm.	Casquillo D1 mm.	MALLAS	
				Ancho G mm.	Grueso S mm.
1400	41'3	16	25	20	3
1401	50'8	16	25	20	3
1402	69	12	25	20	2'5
1403	69	13	30	25	3
1404	75	18	30	25	3

C mm	H m	L mm	$\varnothing d$ mm	m mm	Pivote P $\varnothing$ mm	Carga de rotura Kg
28	14	25	7	30	10	2500
30	14	35	7	35	11	2500
25	25	55	7	30	10	2500
28	25	55	9	35	12	4000
35	35	55	9	35	12	4500

Tabla 15.- Cadena de transporte de rodillos.

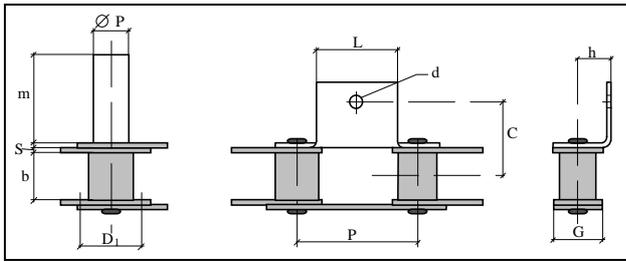


Figura 19.- Cadena de transporte de casquillo fijo.

Ref N°	Paso P mm.	Ancho b mm.	Casquillo D1 mm.	MALLAS Ancho G mm.	Grueso S mm.
1405	35	14	14	20	3
1406	41.3	16	16	22	3
1407	50	18	18	24	3
1408	65	20	20	24	3

C mm	H mm	L mm	Ø d mm	m mm	Pivote P Ø mm	Carga de rotura Kg
25	14	25	7	25	9	2500
28	14	25	7	30	10	3000
32	17	35	7	35	12	4500
35	18	45	7	45	13	4500

Tabla 16.- Cadena de transporte de casquillo fijo.

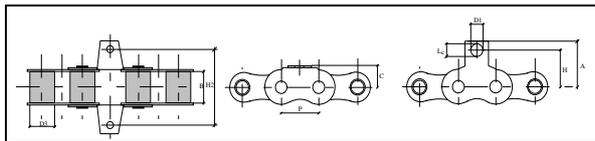


Figura 20.- Cadena de transporte de tipo agrícola.

Ref N°	P mm.	b mm.	Ø D3 mm.	H2 mm.	Ø D1 m.
A-32	29'21	15'88	11'43	42'9	5'3
A-42	34'93	19'05	14'27	54	8'3
A-45	41'40	22'23	15'24	54'2	8'3
A-52	38'10	22'23	15'24	58'8	8'3
A-62	41'91	25'40	19'05	66'6	8'3
A-77	58'34	22'23	18'06	76'2	8'3

Lc mm	C mm	H mm	A mm	Rot Kgs.	Peso m Kgs.
6'9	8'6	17'3	26'2	1.200	0'90
11'5	14	23'6	35'9	3.200	1'70
11'5	11'4	19'8	33'1	2.100	1'60
9'9	11'4	22'1	34'1	2.100	1'60
14'7	11'4	24'6	41'7	2.900	2'10
11'5	20'8	36'3	52'6	5.200	2'40

Tabla 17.-Dimensiones de cadenas transportadoras tipo agrícola.

## CADENAS DE PLATILLOS

Las cadenas transportadoras de platillos constituyen un elemento de transporte básico en todas las líneas de envasado, empaquetado, llenado, etc, de industrias conserveras, cervceras, lácteas, vinícolas, detergentes, químicas....

Dentro de las cadenas de platillos existen varias series cuyas características se adecuan a

las distintas aplicaciones. Así es posible encontrar modelos para recorrido recto de acero inoxidable resistentes, higiénicos y anticorrosivos.

También es posible encontrarlas construidas a base de resina para recorrido recto. Son silenciosas, de bajo coeficiente de rozamiento y pueden trabajar sin lubricación. Se construyen con platillos de gran variedad de anchuras. Hay modelos que trabajan como una cinta continua al encajar unos eslabones en otros, y hay otros modelos articulados para trabajar en recorrido curvo.

Otras, más llamativas aún, pueden trabajar en toda clase de recorridos con curvas, subidas, bajadas..., construidas además en material de baja fricción.

Las hay también para grandes cargas que incluso soportan tramos curvos si estos son de radio suficientemente grande.

Por último indicar que se construyen también a base de platillos perforados para trabajos muy especiales.

El esfuerzo de tracción necesario en de una cadena de platillos viene dado por la siguiente expresión:

$$T_r = [(N + 2 \cdot P_c) \cdot C_4 + N \cdot C_5] \cdot C_6 \cdot L$$

$T_r$  = esfuerzo de tracción en Kp.

$N$  = peso del material transportado en Kg/m.

$P_c$  = peso de la cadena en Kg/m.

$C_4$  = coeficiente de rozamiento entre cadena y guías.

$C_5$  = coeficiente de fricción entre cadena y producto.

$C_6$  = coeficiente de servicio.

$L$  = longitud del transportador en m.

La potencia motriz necesaria vendrá dada por la expresión:

$$N = T_r \cdot V$$

Las siguientes tablas ofrecen los valores usuales de los coeficientes anteriormente usados.

Mat. del platillo	Lubric.	Material de las guías			
		Acero	Bronce	Nylon	Poliuretano
Acero	En seco	0'45	0'45	0'30	0'15
	Lubricada	0'20	0'20	0'15	0'10
Acetato	En seco	0'25	0'25	0'20	0'10
	Lubricada	0'10	0'10	0'15	0'8

Tabla 18.- Coeficiente de rozamiento entre cadena y guías  $C_4$ .

Producto transportado	Lubric.	Material de los platillos		
		Acero inox.	Acetal	Acetal baja fricción
Plástico o cartón	En seco	0'30	0'20	0'15
	Lubricada	0'15	-	-
Vidrio o cerámica	En seco	0'50	0'30	0'25
	Lubricada	0'25	0'20	0'15
Metálicos	En seco	0'45	0'30	0'25
	Lubricada	0'15	0'20	0'20

Tabla 19.- Coeficiente de rozamiento entre cadena y producto  $C_5$ .

Clas. por periodicidad paradas y arrancadas	Porcentaje de tiempo de desplazamiento			
	Nulo	0-10%	10-50%	50-100%
Pocas (1-hora máxima)	1	1'3	1'6	1'9
Regular (6-hora máxima)	1'1	1'4	1'7	2'0
Muchas (más de 6-hora)	1'2	1'5	1'8	2'1

Tabla 20.- Coeficiente de servicio  $C_6$ .

Siempre que sea posible debe usarse lubricación con el fin de asegurar la máxima duración de la cadena.

En ocasiones la presencia de lubricantes no puede ser admitida y ello obliga a usar cadenas especiales.

La siguiente fotografía ilustra algunos modelos de cadenas de platillos:

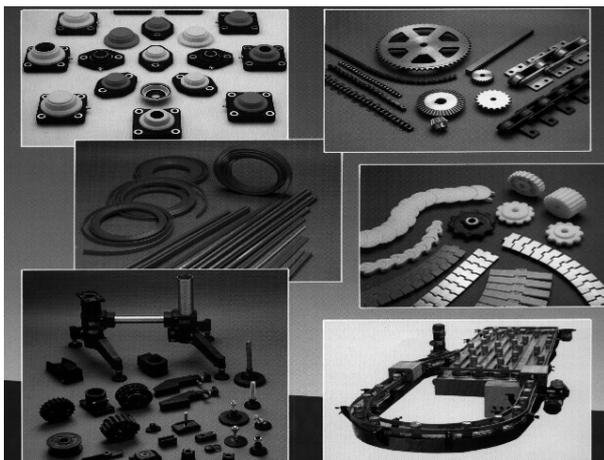


Figura 21.- Cadenas de platillos.

Algunas de las características dimensionales de cadenas de platillos son las que se presentan a continuación:



Figura 22.- Cadena de platillos de recorrido recto.

Ref N°	Material	Paso mm.	Ancho plat. A mm.
D-800-82'5	Acetal	38'1	82'5
D-800-101'6	Acetal	38'1	101'6
D-800-114'3	Acetal	38'1	114'3

Ref N°	Material	Paso mm.	Ancho plat. A mm.
D-800-152'3	Acetal	38'1	152'3
D-800-190'5	Acetal	38'1	190'5
LF-800-82'5	Acetal baja fricción	38'1	82'5
LF-800-101'6	Acetal baja fricción	38'1	101'6
LF-800-114'3	Acetal baja fricción	38'1	114'3
LF-800-152'4	Acetal baja fricción	38'1	152'4
LF-800-190'5	Acetal baja fricción	38'1	190'5

Anc. bisagra AB mm.	Ø eje mm.	Grueso pla. S mm.	Peso por metros Kg.
42	6.35	4	0.87
42	6.35	4	0.90
42	6.35	4	0.98
42	6.35	4	1.22
42	6.35	4	1.33
42	6.35	4	0.87
42	6.35	4	0.90
42	6.35	4	0.98
42	6.35	4	1.22
42	6.35	4	1.33

Tabla 21.- Dimensiones de cadena de platillos de recorrido recto

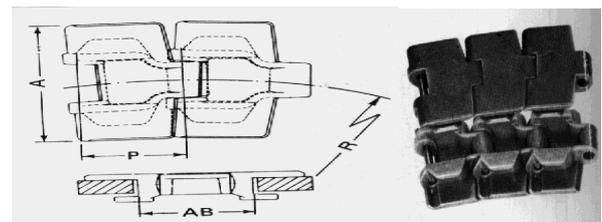


Figura 23.- Cadena de platillos de recorrido en curva de gran radio.

Ref N°	Material	P mm.	A mm.	AB mm	Ø Eje mm.	R mm	Anc. guía mín. mm.	Gr. pl. mm	P.m. Kgs.
SERIE 700									
D-82'5	Acetal	38'1	82'5	42	6'35	500	44	4	0'93
D-114'3	Acetal	38'1	114'3	42	6'35	500	44	4	1'09
LF-82'5	Acetal b.f.	38'1	82'5	42	6'35	500	44	4	0'93
LF-114'3	Acetal b.f.	38'1	114'3	42	6'35	500	44	4	1'09
SERIE 700-OR									
D-82'5	Acetal	38'1	82'5	42	6'35	500	44	4	1'07
D-114'3	Acetal	38'1	114'3	42	6'35	500	44	4	1'25
LF-82'5	Acetal b.f.	38'1	82'5	42	6'35	500	44	4	1'07
LF-114'3	Acetal b.f.	38'1	114'3	42	6'35	500	44	4	1'25

Tabla 22.- Dimensiones de cadena de platillo de recorrido en curva de gran radio.

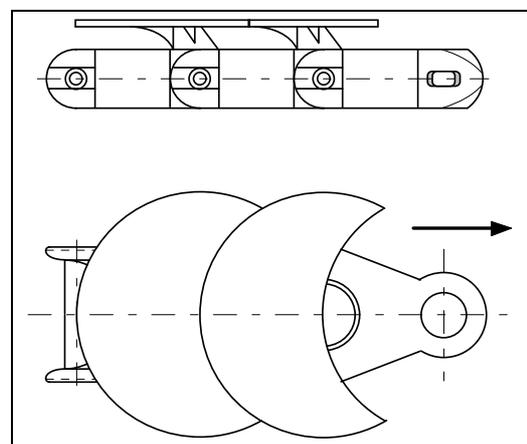


Figura 24.- Cadena de platillos para recorrido en curva de pequeño radio.

Ref N°	P	A	H	Ø D1	Carga	Peso m
	mm	mm	mm	mm	rot. Kg	Kg
550-ML	50	55	25	8	650	2

Tabla 23.- Cadena de platillos de recorrido en curva de pequeño radio.

## TENSORES

La aplicación de tensores, en aquellas máquinas o instalaciones que precisan para su funcionamiento transmisiones de cadena y en las que no sea posible *desplazar sus elementos*, es precisa, siendo necesario prever la utilización del adecuado tensor.

El número aconsejable de dientes de los piñones tensores es el que se presenta en la siguiente tabla:

Paso de la cadena	Nº dientes piñón del tensor
3/8"	19
1/2"	17
5/8"	15
3/4"	13
1"	11

Tabla 24.- Número de dientes del piñón del tensor.

Hay dos formas normales de construcción de tensores con piñón cuyas características se ilustran en las siguientes figuras:

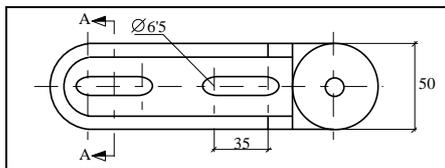


Figura 25.- Tensor de piñón de brazo fijo.

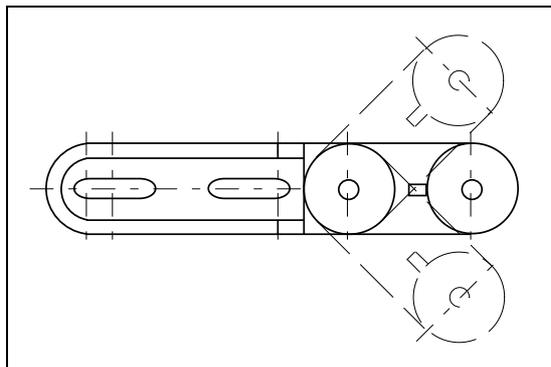


Figura 26.- Tensor de piñón de brazo articulado.

Hay tensores que en lugar de piñón utilizan un *patín deslizante* apoyado sobre la cadena sobre el cual actúa un resorte que mantiene una acción constante.

La siguiente figura representa un esquema de montaje y fabricación de este tipo de tensor.

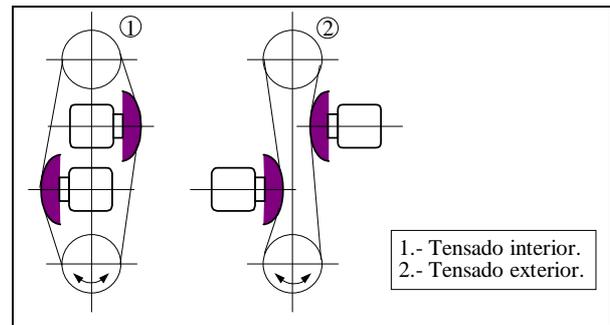


Figura 27.- Tensor de patín deslizante.

## ENGRASADORES

El empleo de *engrasadores regulables* es de gran utilidad y eficacia, pues manteniendo las cadenas constantemente lubricadas, además de la conservación de las mismas, permite una mayor facilidad de deslizamiento, una disminución de la potencia requerida y se evitan atascos y roturas.

Normalmente se emplea un depósito de plástico de capacidad variable con salida de aceite regulable en caudal.