

# Cálculo de una transmisión por cadena

## 1.1 Curvas de selección

Para elegir la cadena más adecuada a una transmisión se pueden utilizar las tablas V y VI de las páginas 47 y 48, aplicables, una de ellas, a cadenas de norma europea y, la otra, a cadenas derivadas de norma americana.

El proceso de cálculo parte de la potencia a transmitir en Kw, y de la velocidad del piñón o rueda pequeña en r.p.m. Estos datos nos permiten determinar sobre los gráficos de las tablas V y VI, según proceda, la cadena mínima necesaria para la aplicación proyectada.

En general, el problema tiene varias soluciones porque se puede elegir una cadena simple o múltiple de varias filas de rodillos. También se puede utilizar una cadena de mayores características, si resulta conveniente una larga duración. Variando el número de vueltas del piñón se hallarán otros resultados, aunque ello obligará a cambiar la relación de transmisión.

En la elección de la cadena será preferible siempre tomar la de paso más corto, aunque ello aumente el número de filas de la misma; en especial si la velocidad es elevada, con el fin de reducir el efecto poligonal y los fenómenos de choque de los piñones.

Debe tenerse en cuenta que los gráficos de las tablas V y VI requieren algunas correcciones, a menos que la transmisión deseada cumpla exactamente las condiciones siguientes:

- Carga y accionamiento regulares sin variaciones ni golpes
- Rueda pequeña de 19 dientes
- Relación de transmisión igual a 3 y distancia entre centros de 40 pasos
- Transmisión entre ejes horizontales y engrase adecuado

Cuando el número de dientes de la rueda pequeña, u otras características de la transmisión, sea distinto de las indicadas, se entrará en el gráfico partiendo de una potencia corregida  $W_c$  que corresponde a la nominal en Kw multiplicada por los factores  $f_1$ ,  $f_2$  y  $f_3$  que se detallan en los párrafos siguientes.

## 1.2 Datos necesarios para el cálculo

Para la selección de la cadena adecuada a una transmisión deberá considerarse los factores siguientes:

- Potencia a transmitir en Kw
- Fuente de potencia
- Mecanismo a accionar
- Número de r.p.m. de los ejes
- Distancia entre centros

## 1.3 Factor de trabajo (coeficiente $f_1$ )

Este coeficiente tiene en cuenta tanto la regularidad de marcha del motor de accionamiento, como el tipo de máquina o instalación que debe accionar, cuyo funcionamiento puede ser suave o irregular con impactos o golpes.

En la tabla siguiente elegiremos el coeficiente adecuado.

**Tabla N° 1 (Coeficiente  $f_1$ )**

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento Motor de combustión interna	
			Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

# Cálculo de una transmisión por cadena

## 1.4 Elección del número de dientes $Z_1$ de piñón (Coeficiente $f_2$ )

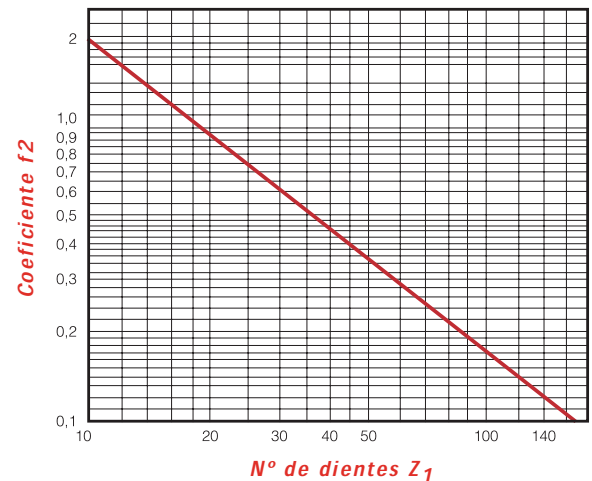
El valor  $Z_1$  no vendrá fijado corrientemente en las condiciones de la transmisión, y deberá, por tanto, elegirse. Como es valor muy importante a la hora de determinar la transmisión y debe cumplir ciertas condiciones, se hacen a continuación algunas observaciones para proceder a su elección:

- Se emplearán preferentemente piñones de número impar de dientes. Así se conseguirá que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones de un tipo, interiores o exteriores. De esta forma el desgaste de los dientes de las ruedas y de la cadena será más regular.
- No se tomarán en lo posible, piñones menores de 17 dientes. Los inconvenientes del efecto poligonal se acentúan a medida que se empleen piñones más pequeños, aumentando el ruido e irregularidad de la transmisión, la magnitud de los choques entre dientes y rodillo y la concentración de los esfuerzos sobre un número de dientes reducido.
- La limitación precedente será tanto más rígida cuanto más elevados sean los valores de la potencia y RPM de la transmisión. sólo en el caso de que ambos sean reducidos, puede llegarse a emplear piñones de 11, 13 o 15 dientes.
- Debe tenerse en cuenta, además, que en caso de relaciones de transmisión elevadas,  $Z_1$  no debe exceder en general de valores que den lugar a ruedas conducidas de más de 120 dientes. Las ruedas grandes obligan a tener en cuenta límites de desgaste de la cadena, inferiores a los de las transmisiones con ruedas de tipo medio, por presentar dificultades de engrane con el dentado al alargarse la cadena en su paso medio.

Elegido el número de dientes del piñón  $Z_1$ , y en el supuesto de que este no tenga 19 dientes, determinaremos el coeficiente de corrección  $f_2$  para calcular la potencia efectiva  $P_c$  (ver apartado 1).

Dicho coeficiente lo obtendremos del gráfico N° II.

Tabla N° II



## 1.5 Relación de transmisión y distancia entre centros (Coeficiente $f_3$ )

Estas dos magnitudes influyen asimismo en el rendimiento de las transmisiones. Los valores reducidos de la relación de transmisión aconsejarán, por doble motivo, el empleo de ruedas con número de dientes elevados, pues los inconvenientes de la aplicación de ruedas pequeñas se presentarían en ambos ejes, acentuándose asimismo los desgastes.

Por el contrario, valores muy elevados de la relación de transmisión llevan a distancias entre centros muy grandes si se quiere asegurar un arco mínimo de engrane, sin el empleo de tensores. Si son forzosas reducciones de este tipo, es aconsejable el empleo de dos o más transmisiones escalonadas.

El coeficiente  $f_3$  tiene en cuenta además de los aspectos mencionados, la influencia del desgaste de la cadena, según sea la relación de transmisión, y la distancia entre centros.

Tabla N° III (Coeficiente  $f_3$ )

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73

# Cálculo de una transmisión por cadena

## 1.6 Empleo de cadenas múltiples. Potencias transmisibles por las mismas.

La aparición de las cadenas múltiples a la hora del análisis de capacidad de transmisión de las cadenas, ha permitido ampliar notablemente en cuanto a potencia a transmitir, el campo de aplicación de las mismas, en especial a velocidades altas y moderadas. Efectivamente, las cadenas múltiples, si bien no admiten potencias dobles, triples, etc., permiten, sin embargo, transmitir por fila un 85% de la potencia admisible para la cadena simple de igual paso, teniendo en cambio idénticas limitaciones cinemáticas que esta última.

La potencia transmisible por una cadena múltiple se determina partiendo de la que puede transmitir una cadena simple de igual paso, afectada por el factor según el número de filas obtenido del siguiente cuadro:

Número de filas	1	2	3	4	5	6
Factor	1	1,7	2,55	3,4	4,25	5,1

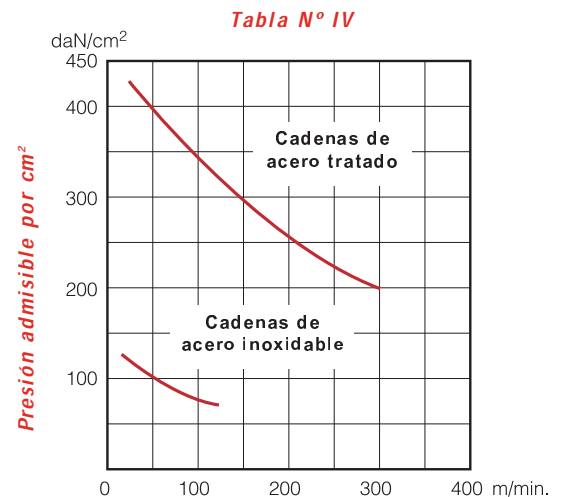
## 1.7 Presión sobre las articulaciones

En toda transmisión de potencia la capacidad de una cadena para soportar el esfuerzo de tracción depende no sólo de su carga de rotura, sino también de la presión que soportan las articulaciones de la misma.

La superficie de articulación de las cadenas se da como producto del diámetro del eje, por el largo del casquillo. Se expresa en cm<sup>2</sup>, y suele figurar en los cuadros de medidas de las cadenas.

La presión máxima aceptable por una cadena depende de su velocidad, y de que se apliquen las condiciones de lubricación que se aconsejan en el apartado 2.3, página 49.

El cuadro siguiente, tabla IV, define los valores aceptables a distintas velocidades. Obsérvese la diferencia de capacidad entre cadenas de acero tratado y cadenas de acero inoxidable.



## 1.8 Fórmulas básicas para el cálculo de una transmisión

Velocidad de la cadena

$$v = \frac{Pz_1 n_1}{1000}$$

Tensión ramal conductor (Kg)

$$T = \frac{6120 \times W}{v}$$

Longitud de la cadena (mm)  
(fórmula aproximada)

$$L = 2C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} P + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{6,28}\right)^2}{C} P^2$$

Distancia entre centros (mm)  
(fórmula aproximada)

$$C = P \frac{\left(\frac{L}{P} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{L}{P} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{6,28}\right)^2}}{4}$$

Presión en las articulaciones (Kg)

$$t = \frac{T}{S}$$

- W Potencia a transmitir (Kw)
- v Velocidad lineal de la cadena (m/min.)
- P Paso de la cadena (mm)
- Z<sub>1</sub> Número de dientes del piñón o rueda pequeña
- Z<sub>2</sub> Número de dientes de la rueda mayor
- n<sub>1</sub> Número de vueltas del piñón (r.p.m.)
- n<sub>2</sub> Número de vueltas de la rueda (r.p.m.)
- T Tensión de la cadena (Kg)
- L Longitud de la cadena (mm)
- C Distancia entre centros (mm)
- t Presión sobre las articulaciones (Kg/cm<sup>2</sup>)
- K Coeficiente de seguridad
- d Diámetro del eje de la cadena
- a Longitud del casquillo
- S Superficie de la articulación (cm<sup>2</sup>)

# Cálculo de una transmisión por cadena

## 1.9 Ejemplos de cálculo

Primer ejemplo:

Potencia a transmitir 3 Kw  
 Fuente de potencia Motor eléctrico  
 Mecanismo a accionar Irregular  
 Número revoluciones  $n_1 = 50$  r.p.m.  $n_2 = 100$  r.p.m.  
 Distancia entre centros 1.200 mm.

Hacemos un primer tanteo con el fin de conocer el posible paso de la cadena, que nos permita definir el número de dientes del piñón y la distancia entre centros

En el gráfico V de la página 47 vemos que para una velocidad de  $Z_1 = 50$  r.p.m. y una potencia de 3 Kw se necesitaría una cadena simple 20 B-1 o bien una doble 16 B-2.  
 Probaremos con la 16 B-2.

Como sea que el eje del motor tiene un diámetro de 50 mm., se adapta a las medidas de un piñón de  $Z = 19$  dientes, y si la cadena es correcta, la distancia entre centros será de unos 17 pasos

Buscaremos con los datos conocidos los factores de corrección de la potencia.

Coefficiente  $f_1 = 1,3$   
 Coeficiente  $f_2 = 1$   
 Coeficiente  $f_3 = 1,14$

Potencia corregida  $W_c = 3,0 \times 1,3 \times 1 \times 1,14 = 4,45$

Pasamos de nuevo al gráfico V y comprobamos que la cadena 16 B-2 nos permite transmitir la potencia deseada.

Comprobaremos ahora el coeficiente de seguridad y la presión en las articulaciones.

Velocidad de la cadena  $v = \frac{Pz_1 n_1}{1000} = \frac{25,4 \times 19 \times 50}{1000} = 24,13$  m/min.

Tensión ramal conductor  $T = \frac{6120 \times W}{v} = \frac{6120 \times 3}{24,13} = 760,9$  Kg

Coefficiente de seguridad (carga rotura de la cadena 12.400 Kg)  
 $K = \frac{12400}{760,9} = 16,3$

Presión en las articulaciones  $t = \frac{T}{S} = \frac{760,9}{4,24} = 179,46$  Kg/cm<sup>2</sup>

En la tabla IV del apartado 1.7 comprobamos que a la velocidad de 24,13 m/min la presión soportada es aceptable.

## Cálculo de una transmisión por cadena

### 1.9 Ejemplos de cálculo

Segundo ejemplo: Potencia a transmitir 7 Kw

Fuente de potencia Motor diesel transmisión mecánica  
 Mecanismo a accionar Irregular  
 Número revoluciones  $n_1 = 1.000$   $n_2 = 3.000$   
 Distancia entre centros No es importante. Consideramos 40 pasos

En un primer tanteo sobre el gráfico vemos posible el empleo de una cadena tipo 10 B-1.

Elegimos un piñón de 23 dientes y pasamos a calcular la potencia corregida.

Factor de trabajo Coeficiente  $f_1 = 1,4$   
 N° dientes piñón Coeficiente  $f_2 = 0,85$   
 Relación de transmisión Coeficiente  $f_3 = 1$

Potencia corregida  $W_c = 7 \times 1,4 \times 0,85 \times 1 = 8,33$

Comprobamos con la potencia corregida y el número de vueltas del piñón, cual es cadena adecuada y vemos que la supuesta en principio es correcta. En caso contrario deberíamos repetir el cálculo eligiendo otra cadena.

Comprobaremos ahora el coeficiente de seguridad y la presión en las articulaciones

$$\text{Velocidad de la cadena} \quad v = \frac{Pz_1 n_1}{1000} = \frac{10,875 \times 23 \times 1000}{1000} = 250,13 \text{ m/min.}$$

$$\text{Tensión ramal conductor} \quad T = \frac{6120 \times W}{v} = \frac{6120 \times 7}{250} = 171,36 \text{ Kg}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad} \quad K = \frac{2.500}{171,36} = 14,60$$

(carga rotura de la cadena 12.400 Kg)

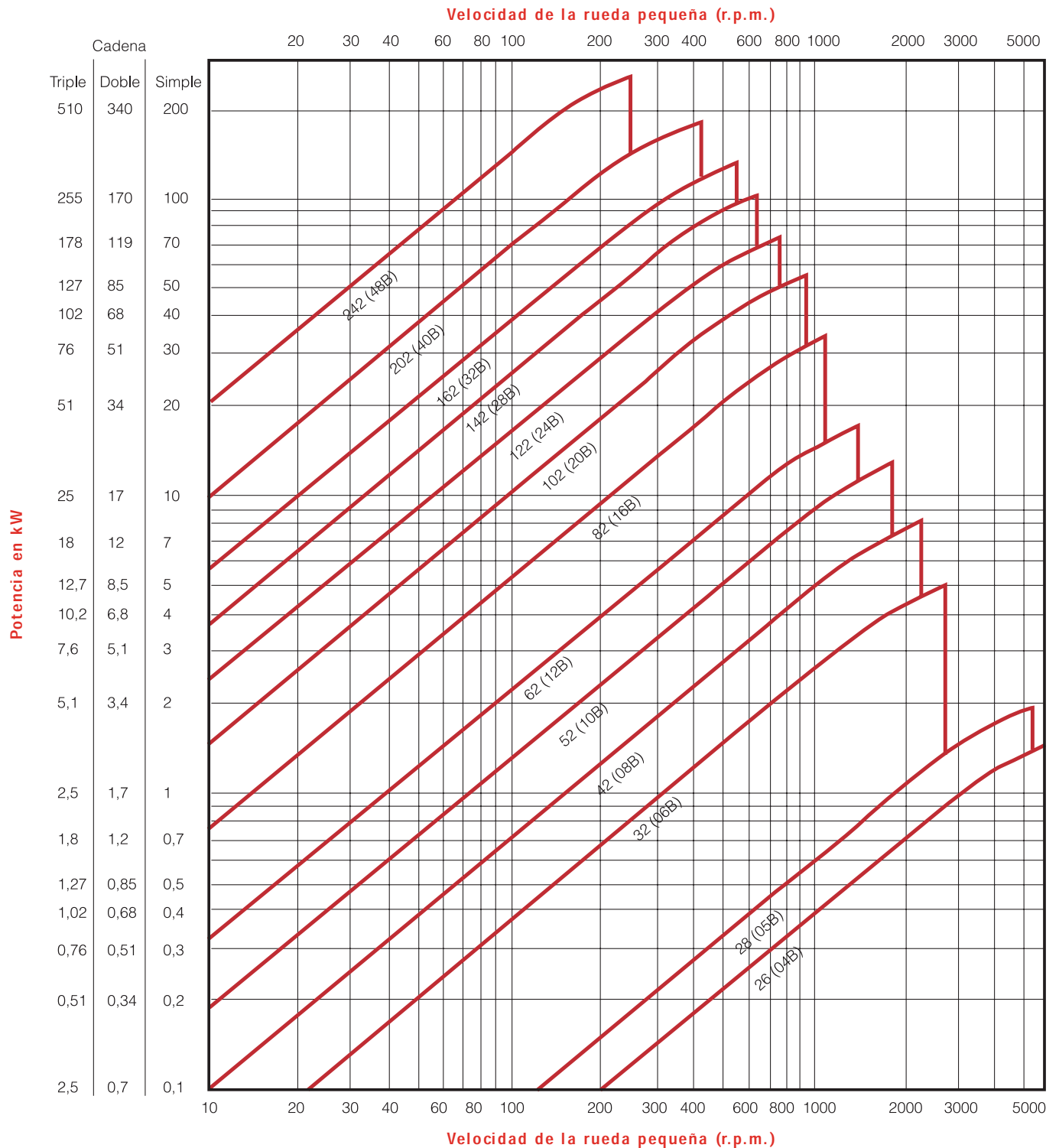
$$\text{Presión en las articulaciones} \quad t = \frac{T}{S} = \frac{171,36}{0,68} = 252 \text{ Kg/cm}^2$$

La presión en las articulaciones es elevada y requerirá una lubricación en baño de aceite (ver tabla VII). De no ser posible se repetirá el cálculo sobre la base de utilizar una cadena dúplex del mismo paso o de un paso inferior si el resultado lo admite.

# Cálculo de una transmisión por cadena

## Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie europea)

Tabla N° V



# Cálculo de una transmisión por cadena

## Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie americana)

Tabla N° VI

