

Cátedra: MECANICA APLICADA
Unidad 6: TRANSMISIONES POR CADENAS DE RODILLOS

Ejercicio 1:

TRANSMISION DE POTENCIA POR CADENAS DE RODILLOS

Para la resolución se utiliza el libro catalogo del fabricante REXNORD.

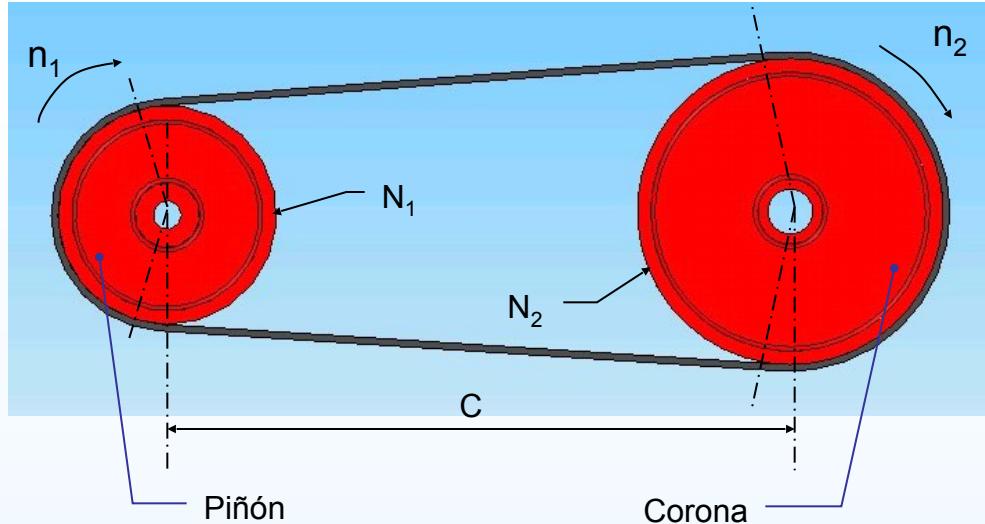


Ejemplo de aplicación

Se requiere seleccionar los elementos para un mando de transmisión de cadenas de rodillos para mover una cinta transportadora de carbón, accionado por un motor eléctrico con un reductor a engranajes. La velocidad de entrada en el mando es de 900 rpm, y la velocidad de salida que se requiere es de 230 a 240 rpm. La potencia máxima del motor es de 15 HP, y se asume que la carga de carbón no es uniforme sobre la cinta.

- Selecciona el mando de cadena adecuado para la transmisión, asumiendo **un ramal**.
- Redimensione el sistema de mando asumiendo un **diámetro máximo de corona de 420mm**.
- Usando cadena **ANSI 80**





Variables de entrada:

P : Potencia (motor)

n_1 : Velocidad del motor

n_2 : Velocidad de la carga

C : distancia entre centros (*)

Tipo de servicio

Criterios importantes:

$Z_1 \geq 17$ impar de ser posible

$Z_2 \geq 17$ par de ser posible

Cantidad par de eslabones

Distancia entre centros:

$$30p \leq C \leq 50p$$

Variables de salida:

1) Potencia de selección Hs

2) Paso de la cadena p

3) Piñón y corona

4) Potencia disponible Ha

5) Longitud de la cadena

6) Distancia entre centros corregida

Ejemplo de aplicación

Maquina conducida:

Cinta transportadora

Velocidad: 230 a 240 rpm

Maquina conductora:

Motor eléctrico 15 HP

Velocidad: 900 rpm



1. Potencia de selección H_s

Se obtiene de afectar la potencia de la transmisión (de la erogada por el motor o la consumida por la maquina) por el factor de servicio y diseño:

$$H_s = K_s \cdot H_{nom}$$

H_{nom} : Potencia nominal: 15 HP

K_s : factor de servicio: **????**

Ejemplo de aplicación

De pagina 15 del catalogo (Tabla 1) se obtienen los factores de servicio

Table 1 Service factors

Driven equipment	Service factors		
	Internal combustion engine with hydraulic drive	Input power	Electric motor or turbine
	Internal combustion engine with mechanical drive		
Agitators, liquid stock	1.0	1.0	1.2
Beaters	1.2	1.3	1.4
Blowers, centrifugal	1.0	1.0	1.2
Boat propellers	1.4	1.5	1.7
Compressors			
centrifugal	1.2	1.3	1.4
reciprocating, 3 or more cylinders	1.2	1.3	1.4
reciprocating, singular, 1 cylinder	1.4	1.5	1.7
Conveyors			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
not uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
reciprocating	1.4	1.5	1.7
Cookers, cereal	1.0	1.0	1.2
Crushers	1.4	1.5	1.7
Elevators, bucket			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2

$$K_s = 1,3$$

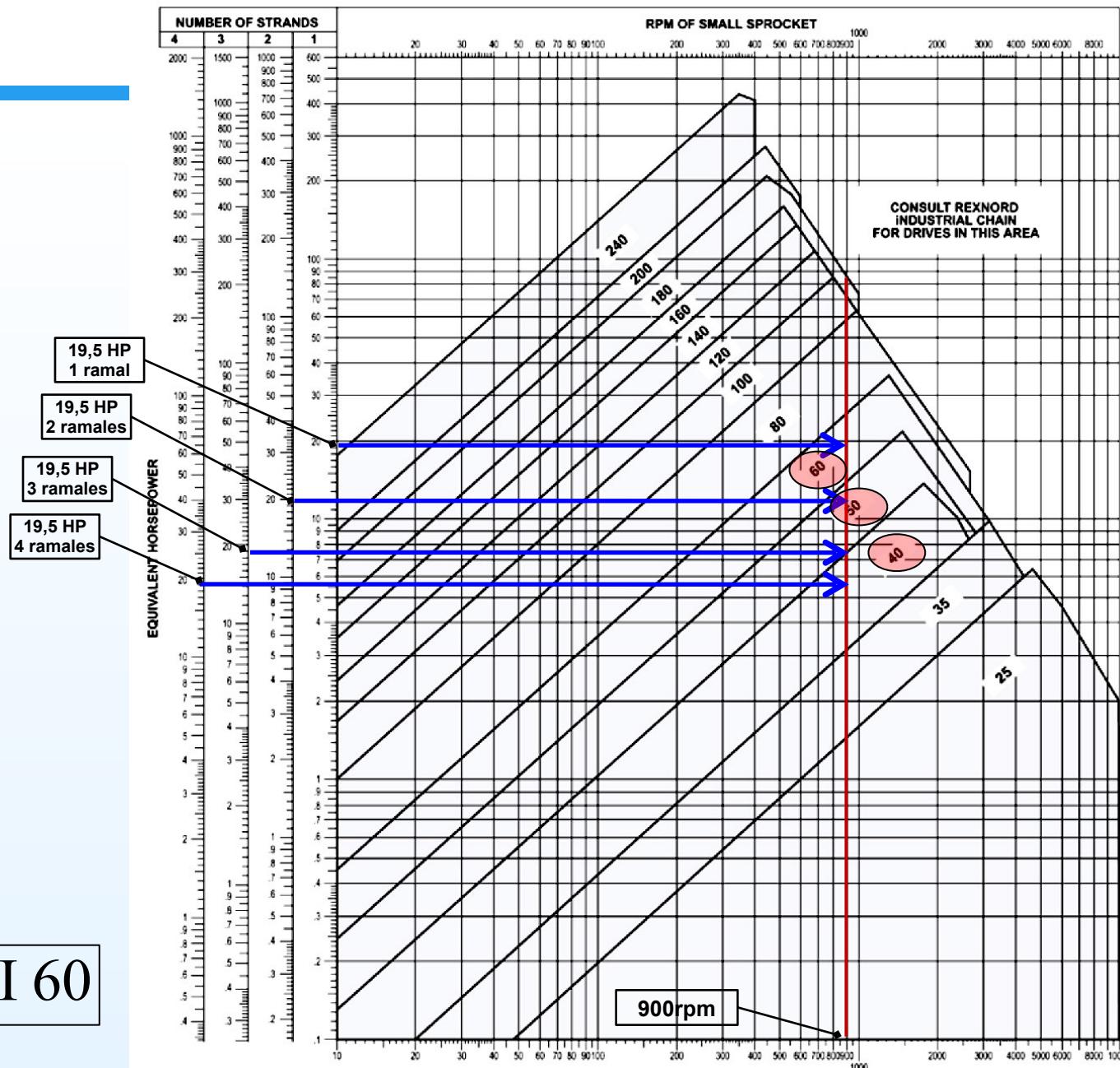
$$H_s = 15HP \cdot 1,3 = 19,5HP$$

2. Paso

GRAFICO DE ELECCION de PASO:
De pagina 13 del catalogo (Gráfico C) selecciona el paso de la cadena y la cantidad de ramales, en función de la potencia de selección y la velocidad del piñón.

Como el enunciado sugiere usar cadena de 1 ramal, seleccionamos:

Cadena ANSI 60



Ejemplo de aplicación

$$H_s = K_s \cdot H_{nom}$$

H_s : Potencia de selección

H_{nom} : Potencia nominal

K_s : factor de servicio

$$H_a = K_1 \cdot H_{tab}$$

H_a : Potencia permisible

H_{tab} : Potencia de tabla

K_1 : factor de corrección de ramales

$$H_a \geq H_s$$

$$K_1 \cdot H_{tab} \geq K_s \cdot H_{nom}$$

3. Elección del piñón y corona

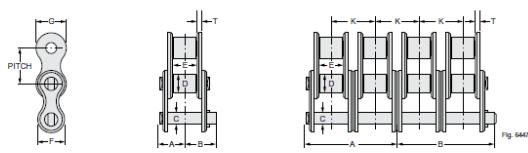
De pagina 17 a 44 del catalogo (en este problema pagina 27) se obtiene la cantidad de dientes del piñón, en función de la velocidad angular y la potencia a transmitir. También se determina el tipo de lubricación

Ing. BARRERA - Ing. LAZO

Univ. MENDOZA - Año 2016

Página 27

Drive Engineering
No. 60 chain .750" pitch



Specifications and dimensions

Chain Number	Chain Width, Number of Strands	Average ultimate strength, pounds	Joint bearing area, sq. in.	Weight per foot, pounds	Dimensions, inches								
					A	B	C	D	E	F	G	K	
60	Single	8,500	162	1.02	.50	.60	.234	.469	.50	.60	.71	.897	.09
60-2	Double	17,000	.324	2.00	.95	1.05	.234	.469	.50	.60	.71	.897	.09
60-3	Triple	25,500	.496	3.00	1.40	1.50	.234	.469	.50	.60	.71	.897	.09
60-4	Quadruple	34,000	.648	3.83	1.84	1.95	.234	.469	.50	.60	.71	.897	.09
60-5	Quintuple	42,500	.810	5.02	2.30	2.40	.234	.469	.50	.60	.71	.897	.09
60-6	Sextuple	51,000	.972	6.02	6.02	6.29	.234	.469	.50	.60	.71	.897	.09

Available in riveted or cottered construction.

Number of teeth, in small sprocket	Maximum bore inches	Horsepower for single strand chain ▲																					
		25	50	100	200	300	500	700	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500		
11	1.250	0.41	0.77	1.44	2.69	3.87	6.13	8.30	10.4	11.4	12.5	11.9	9.4	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63		
12	1.344	0.45	0.85	1.58	2.95	4.25	6.74	9.12	11.4	12.6	13.7	13.5	10.7	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86		
13	1.500	0.50	0.92	1.73	3.22	4.64	7.34	9.94	12.5	13.7	14.9	15.2	12.1	9.89	8.29	7.08	5.06	3.85	3.06	2.50	0		
14	1.750	0.54	1.00	1.87	3.49	5.02	7.96	10.8	13.5	14.8	16.2	17.0	13.5	11.1	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.80	0		
15	1.938	0.58	1.08	2.01	3.76	5.41	8.57	11.6	14.5	16.0	17.4	18.8	15.0	12.3	10.3	8.77	6.28	4.77	3.79	3.10	0		
16	2.125	0.62	1.16	2.16	4.03	5.80	9.19	12.4	15.6	17.1	18.7	20.2	16.5	13.5	11.3	9.66	6.91	5.26	4.17	3.42	0		
17	2.313	0.66	1.24	2.31	4.30	6.20	9.81	13.3	16.7	18.3	19.9	21.6	18.1	14.8	12.4	10.6	7.57	5.76	4.57	3.74	0		
18	2.500	0.70	1.31	2.45	4.58	6.59	10.4	14.1	17.7	19.5	21.2	22.9	19.7	16.1	13.5	11.5	8.25	6.28	4.98	4.08	0		
19	2.688	0.75	1.39	2.60	4.85	6.99	11.1	15.0	18.8	20.6	22.5	24.3	21.4	17.5	14.6	12.5	8.95	6.81	5.40	4.42	0		
20	2.813	0.79	1.47	2.75	5.13	7.38	11.7	15.8	19.8	20.8	23.8	25.7	23.1	18.9	15.8	13.5	9.66	7.35	5.83	0	-		
21	2.813	0.83	1.55	2.90	5.40	7.78	12.3	16.7	20.9	23.0	25.1	27.1	24.8	20.3	17.0	14.5	10.4	7.91	6.28	0	-		
22	3.250	0.87	1.63	3.05	5.68	8.19	13.0	17.4	18.8	18.0	22.0	24.2	26.4	28.5	26.6	21.8	18.2	15.6	11.1	8.48	6.73	0	-
23	3.438	0.92	1.71	3.19	5.96	8.59	13.6	19.4	17.1	16.5	15.3	11.6	9.6	6.91	5.26	4.17	3.42	0	-	-	-		
24	3.625	0.96	1.79	3.35	6.24	8.84	14.9	21.2	19.4	18.1	17.4	14.6	10.6	7.57	5.76	4.57	3.74	0	-	-	-		
25	3.750	1.00	1.87	3.50	6.52	9.40	14.9	20.1	18.1	17.4	16.7	14.5	11.3	8.25	6.28	4.98	4.08	0	-	-	-		
28	4.188	1.13	2.12	3.95	7.37	10.6	16.8	22.8	28.5	31.4	34.2	37.0	32.2	26.4	22.1	18.9	13.5	10.3	8.15	0	-		
30	4.500	1.22	2.28	4.26	7.94	11.4	18.1	24.5	30.8	33.8	36.8	39.8	34.2	30.7	29.1	24.8	17.8	13.5	0	-	-		
32	4.750	1.31	2.45	4.56	8.52	12.3	19.0	25.1	31.3	34.3	37.3	40.2	35.3	31.3	27.3	19.6	14.9	0	-	-	-		
35	5.500	1.44	2.69	5.03	9.38	13.5	21.4	29.0	36.3	39.9	43.5	47.1	53.4	43.7	36.6	31.3	22.4	17.0	0	-	-		
40	6.250	1.67	3.11	5.81	10.8	15.6	24.7	33.5	42.0	46.1	50.3	54.4	62.5	53.4	44.7	38.2	27.3	0	-	-	-		

The ratings listed above apply directly to lubricated, single strand, standard and heavy roller chains. For multiple strand chains, apply the factors in Table 1 at right. To select chain or material from standard roller chain, use the factors in Table C-7.

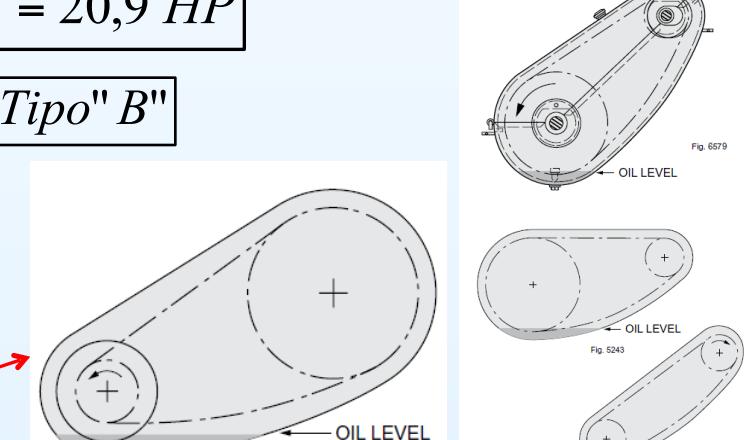
- Type A: Manual or drip (Maximum chain speed 220 FPM)
- Type B: Bath or disc (Maximum chain speed 1800 FPM)
- Type C: Forced (pump)

- Type A: Manual or drip (Maximum chain speed 220 FPM)
- Type B: Bath or disc (Maximum chain speed 1800 FPM)
- Type C: Forced (pump)

7 or more Consult Rexnord

Number of teeth, in small sprocket	Maximum bore inches	Horsepower for single strand chain ▲																			
		25	50	100	200	300	500	700	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
11	1.250	0.41	0.77	1.44	2.69	3.87	6.13	8.30	10.4	11.4	12.5	11.9	9.4	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63
12	1.344	0.45	0.85	1.58	2.95	4.25	6.74	9.12	11.4	12.6	13.7	13.5	10.7	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86
13	1.500	0.50	0.92	1.73	3.22	4.64	7.34	9.94	12.5	13.7	14.9	15.2	12.1	9.89	8.20	7.08	5.06	3.85	3.06	2.50	0
14	1.750	0.54	1.00	1.87	3.49	5.02	7.96	10.8	13.5	14.8	16.2	17.0	13.5	11.1	9.27	7.91	5.61	4.31	3.42	2.80	0
15	1.938	0.58	1.08	2.01	3.76	5.41	8.57	11.6	14.5	16.6	17.4	18.8	15.0	12.3	10.7	8.27	6.28	4.77	3.79	3.10	0
16	2.125	0.62	1.16	2.16	4.03	5.80	9.19	12.4	15.6	17.1	19.5	21.2	18.4	15.1	13.5	11.3	9.66	7.35	5.83	0	-
17	2.313	0.66	1.24	2.31	4.30	6.20	9.81	13.3	16.7	18.3	19.9	21.6	18.1	14.8	12.6	10.6	7.57	5.76	4.57	3.74	0
18	2.500	0.70	1.31	2.45	4.58	6.59	10.4	15.5	19.5	21.2	22.4	24.3	21.4	17.5	15.3	13.5	11.3	9.66	7.35	5.83	0
19	2.688	0.75	1.39	2.60	4.85	7.06	10.9	15.0	19.6	20.6	22.5	24.3	21.4	17.5	15.3	13.5	11.3	9.66	7.35	5.83	0
20	2.813	0.79	1.47	2.75	5.13	7.58	11.7	15.8	19.8	20.8	22.5	24.3	21.4	17.5	15.3	13.5	11.3	9.66	7.35	5.83	0
21	2.813	0.83	1.55	2.90	5.40	7.78	12.3	16.7	20.9	22.0	25.1	27.1	24.8	20.3	17.0	14.5	10.4	7.91	6.28	0	-
22	3.250	0.87	1.63	3.05	5.68	8.19	13.0	17.5	22.0	24.2	26.4	28.5	26.6	21.8	18.2	15.6	11.1	8.48	6.73	0	-
23	3.438	0.92	1.71	3.19	5.96	8.59	13.6	18.4	23.1	25.4	27.7	29.9	28.4	23.3	19.5	16.7	11.9	9.07	7.19	0	-
24	3.625	0.96	1.79	3.35	6.24	8.99	14.2	19.3	24.2	26.0	29.0	31.3	30.3	24.8	20.7	17.8	12.7	9.66	7.35	5.83	0
25	3.750	1.00	1.87	3.50	6.52	9.40	14.9	20.1	25.3	27.0	30.3	32.7	32.2	26.4	22.1	18.9	13.5	10.3	8.15	0	-
28	4.188	1.13	2.12	3.95	7.37	10.6	16.8	22.8	28.5	31.4	34.2	37.0	38.2	31.3	26.2	22.4	16.0	12.2	0	-	-
30	4.500	1.22	2.28	4.26	7.94	11.4	18.1	24.5	30.8	33.8	36.8	39.8	42.4	34.7	29.1	24.8	17.8	13.5	0	-	-
32	4.750	1.31	2.45	4.56	8.52	12.3	19.4	26.3	33.0	36.3	39.5	42.7	46.7	38.2	32.0	27.3	19.6	14.9	0	-	-
35	5.500	1.44	2.69	5.03	9.38	13.5	21.4	29.0	36.3	39.9	43.5	47.1	53.4	43.7	36.6	31.3	22.4	17.0	0	-	-
40	6.250	1.67	3.11	5.81	10.8	15.6	24.7	33.5	42.0	46.1	50.3	54.4	62.5	53.4	44.7	38.2	27.3	0	-	-	-

Lubrication type ■ A ■ B ■ C



3. Piñón y corona

$$n_1 := 900 \text{ rpm} \quad n_2 := 235 \text{ rpm}$$

$$i := \frac{n_1}{n_2} \quad i = 3,83$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow D_2 = i \cdot D_1 \Rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1$$

$Z_1 = 21$ dientes

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 3,83 \cdot 21 = 80,43$$
 dientes

Adoptamos:  $Z_2 = 80$ dientes

Y verificamos la velocidad angular del eje conducido:

$$n_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot n_1 \quad \rightarrow \quad n_2 = \frac{21}{80} \cdot 900 \text{ rpm} = 236,3 \text{ rpm}$$

Diámetros primitivos de cada rueda:

$$d_1 = \frac{p}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = \frac{0,75 \text{ in}}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{21}\right)} =$$

$d_1 = 5,032 \text{ in}$

$$d_2 = \frac{p}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \frac{0,75 \text{ in}}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{80}\right)} =$$

$d_2 = 19,104 \text{ in}$

4. Potencia disponible

Para paso 0,75 in

$$H_a = K_1 \cdot H_{tab}$$

$$K_1 := 1 \quad \text{Se habia seleccionado 1 ramal}$$

$$H_{tab} = 20,9 \text{ HP}$$

$$H_a := K_1 \cdot H_{tab} \longrightarrow H_a = 20.9 \cdot \text{hp}$$

$$H_a \geq H_d \quad \text{Verifica}$$

5. Longitud necesaria de cadena

Se debe calcular la longitud necesaria de la cadena. Dado que la distancia entre centros de arboles no estaba asignada previamente, se asume el valor medio de la sugerencia de la bibliografía:

Distancia equivalente en pasos: $C_p := 40\text{eslabones}$

Cadena ANSI 60

En pulgadas equivale a: $C_{in} := C_p \cdot p$ $C_{in} = 30\text{ in}$

$$C_{in} = 3/4\text{in} * 40 = 30\text{in}$$

Para paso 0,75in y combinacion de ruedas:

$$Z_1 = 21$$

$$Z_2 = 80$$

$$p = 0.75 \cdot \text{in}$$

$$L_{esl} := 2 \cdot C_p + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C_p}$$

$$L_{esl} = 132.704 \cdot \text{eslabones}$$

$$2 \cdot C_p = 2 \cdot 40 = 80$$

$$(Z_1 + Z_2)/2 = (21 + 80)/2 = 50,5$$

$$(80 - 21)^2 / (4 \cdot \pi^2 \cdot 40) = 2,2$$

$$L_{in} = L_{esl} \cdot \text{paso} = 132 \cdot 0,75\text{in} = 99\text{in}$$

$$L_{mm} = L_{esl} \cdot \text{paso} \cdot 25,4 = 132 \cdot 0,75\text{in} * 25,4 = 2514,6\text{mm}$$

Adoptamos:



L_{esl} = 132·eslabones

6. Distancia entre centros

Esto se trata de recalcular la distancia entre centros de los arboles, en función de la cantidad de eslabones seleccionada, las ruedas dentadas y el paso de la cadena:

$$L_{esl} = 132 \cdot \text{eslabones}$$

$$Z_1 = 21$$

$$Z_2 = 80$$

$$p = 0.75 \cdot \text{in}$$

$$A := \frac{Z_2 + Z_1}{2} - L_{esl} \quad ((Z_1 + Z_2)/2) - L_{esl} = ((21 + 80)/2) - 132 = -81,5$$

$$A = -81.5$$

$$C := \left[\frac{p}{4} \cdot \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \right]$$

$$C = 29.728 \cdot \text{in}$$

$$C = 755.099 \cdot \text{mm}$$

7. Dimensionamiento 2

Para el **segundo dimensionamiento**, se limita el diámetro de la corona a **420 mm**, y se continua con el uso de cadena **ANSI 60**. Para comenzar el análisis, se calcula la cantidad de dientes que debería tener una corona que no exceda los 420 mm de diámetro, despejando de la ecuación del diámetro:

$$D_2 = < 420\text{mm}$$

$$D_2 = < 16,53\text{in}$$

cadena ANSI – 60 (3/4in)

$$D = \frac{\text{paso}}{\text{sen}(\frac{180}{Z})} \rightarrow Z_2 = \frac{180}{\text{arcsen}(\frac{\text{paso}}{D_2})} = \frac{180}{\text{arcsen}(\frac{0,75\text{in}}{16,53\text{in}})} = 69,21 \rightarrow 68\text{dientes} \quad Z_2 = 68\text{dientes}$$

Se asume como primera opción una corona con 68 dientes, para no exceder los 420 mm de diámetro. Ahora se determina la cantidad de dientes del piñón, usando la relación de velocidades, y luego se ajustan las cantidades de dientes de ambas ruedas dentadas.

$$n_1 := 900\text{rpm} \quad n_2 := 235\text{rpm}$$

$$i := \frac{n_1}{n_2} \quad i = 3,83$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow D_2 = i \cdot D_1 \Rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1$$

$$Z_1 = Z_2/i = 68\text{dientes}/3,83 = 17,75 \rightarrow 17\text{dientes} \quad Z_1 = 17\text{dientes}$$

$$\text{si } \rightarrow z_2 = 68 \text{ y } z_1 = 17 \rightarrow i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow \frac{68}{17} = 4 \rightarrow n_2 = 900/4 = 225\text{rpm} \rightarrow \text{no verifica, entonces:}$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot i = 17\text{dientes} \cdot 3,83 = 65,11 \rightarrow 66\text{dientes} \quad Z_2 = 66\text{dientes} \quad d_2 = \frac{17}{66} * 900\text{rpm} = 231\text{rpm}$$

Por último, se verifica que la **potencia admisible** de la selección de ruedas y cadena, sea mayor a la potencia corregida:

$$K_1 \cdot H_{tab} \geq K_s \cdot H_{nom}$$

$$H_{tab} = 16,7\text{HP} \quad 2\text{ramales} \rightarrow K_1 = 1,7$$

$$H_{adm} = K_1 \cdot H_{tab} = 1,7 \cdot 16,7\text{HP} = 28,39\text{HP}$$



7. Dimensionamiento 3

Para el **tercer dimensionamiento**, se limita el diámetro de la corona a 420 mm, pero con cadena **ANSI 80**. Para comenzar el análisis, se calcula la cantidad de dientes que debería tener una corona que no exceda los 420 mm de diámetro, despejando de la ecuación del diámetro, pero con cadena paso 1":

$$D_2 = < 420\text{mm}$$

$$D_2 = < 16,53\text{in}$$

cadena ANSI – 80 (1in)

$$D = \frac{\text{paso}}{\text{sen}(\frac{180}{Z})} \rightarrow Z_2 = \frac{180}{\text{arcosen}(\frac{\text{paso}}{D_2})} = \frac{180}{\text{arcesen}(\frac{1\text{in}}{16,53\text{in}})} = 51,89 \rightarrow 52\text{dientes}$$

$$Z_2 = 52\text{dientes}$$

$$Z_2 = 50\text{dientes}$$

Se asume como primera opción una corona con 52 dientes, para no exceder los 420 mm de diámetro. Ahora se determina la cantidad de dientes del piñón, usando la relación de velocidades:

$$n_1 := 900\text{rpm} \quad n_2 := 235\text{rpm}$$

$$i := \frac{n_1}{n_2} \quad i = 3,83$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow D_2 = i \cdot D_1 \Rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1$$

$$Z_1 = Z_2/i = 52\text{dientes}/3,83 = 13,57 \rightarrow 13\text{dientes}$$

$$Z_1 = 13\text{dientes}$$

$$Z_1 = Z_2/i = 50\text{dientes}/3,83 = 13,05 \rightarrow 13\text{dientes}$$

$$Z_2 = 50\text{dientes}$$

Por último, se verifica que la **potencia admisible** de la selección de ruedas y cadena, sea mayor a la potencia corregida:

$$K_1 \cdot H_{tab} \geq K_s \cdot H_{nom}$$

$$H_{tab} = 29,1\text{HP} \quad 1\text{ramales} \rightarrow K_1 = 1$$

$$H_{adm} = K_1 \cdot H_{tab} = 1 \cdot 29,7\text{HP} = 29,7\text{HP}$$



7. Resumen de datos

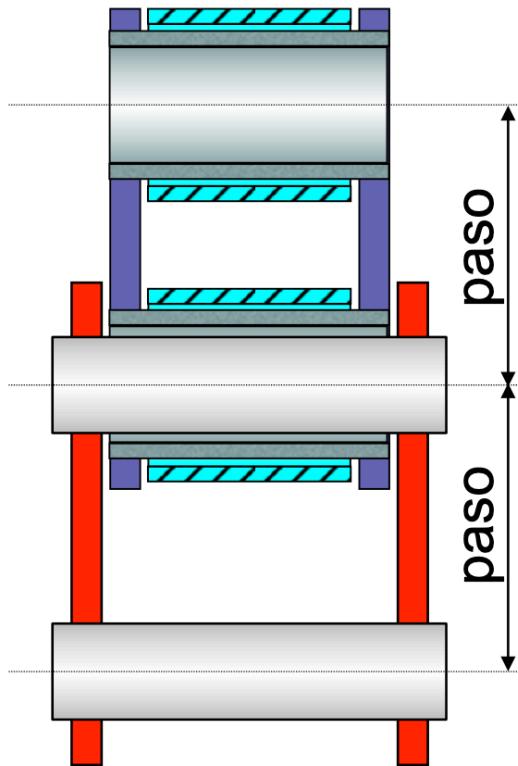
	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Numero de cadena	ANSI 60	ANSI 60	ANSI 80
P (paso)	$\frac{3}{4}$ in [19,05 mm]	$\frac{3}{4}$ in [19,05 mm]	1 in [25,4 mm]
N₁ (num dientes piñon)	21	17	13 (!)
D₁ (dia primitivo piñon)	5,032 in		
N₂ (num dientes corona)	80	66	52
D₂ (dia primitivo corona)	19,104 in	≤ 420 mm	≤ 420 mm
C (dist centros modificada)	29,728 in [755,099 mm]	??	??
L en eslabones	132	??	??
Cantidad de ramales	1	2	1
Potencia admisible	20,9 HP	28,39HP	29,7 HP
Potencia de selección	19,5 HP		

Comparativa de variables esenciales en la selección en mandos de transmisión de potencia

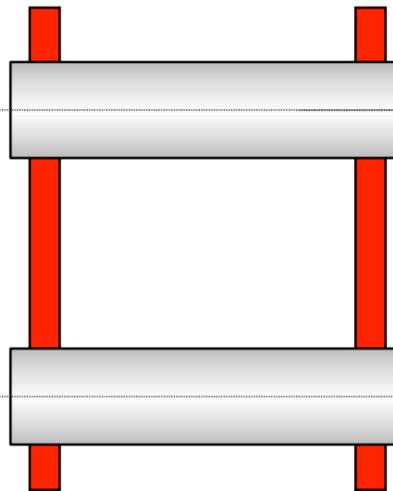
Las variables mencionadas en la tabla deben ser determinadas por el ingeniero que realiza el dimensionamiento y selección del mando de transmisión, sin olvidar, que dichas variables están relacionadas entre sí, y la modificación en una de ellas, tiene incidencia en las otras.

	Variable “A”	Variable “B”	Variable “C”
Correas “V”	Sección (X, A, B,....)	D_1, D_2	Cant. de correas
Correas Dentadas	Paso (8mm, 14mm)	Z_1, Z_2	Ancho de correa
Cadenas de rodillos	Paso (ANSI 40, 60, 80...)	Z_1, Z_2	Cant. de ramales
Engranajes	Módulo	Z_1, Z_2	Flanco (ancho de cara)

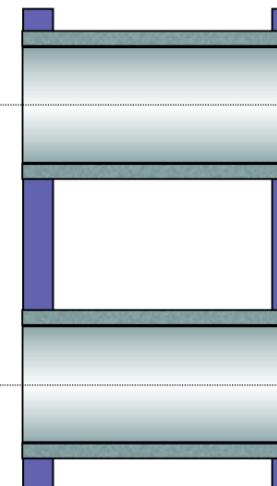
Exterior + Interior + rodillos



Eslabón exterior



Eslabón interior



Rodillos

