



IX CAIM
IV CAIFE



FIE
Facultad de
Ingeniería
del Ejército



FoDAMI

17, 18 y 19 de septiembre 2025

ANÁLISIS COMPARATIVO DE CINCO PROPUESTAS DE CÁLCULO DE VIDA ÚTIL PROBABLE DE LA CADENA EN UNA TRANSMISIÓN MECÁNICA DE POTENCIA

Ricardo M. Amé¹, Daniel H. Lezama¹, Claudio L. Moretti¹

¹ Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional de Lomas de Zamora, Camino de Cintura y Juan XXIII. Lomas de Zamora. Prov. Buenos Aires. Argentina

*Email: ingricardoame@gmail.com

RESUMEN

El cálculo teórico de la duración de una transmisión por cadenas es sólo de referencia, ya que es dificultoso determinar con exactitud cuál será el tiempo útil real. Y ello se debe a que, en el continuo proceso de deterioro, intervienen muy diversos factores, dependientes de las características de la instalación y tipo de servicio, entre otros que, combinados complejizan su determinación.

El objetivo del presente trabajo es el de analizar, comparar y aplicar, a un mismo problema cinco propuestas de cálculo de distinto origen y antigüedad. Todas ellas coinciden en el criterio de duración límite, cual es el desgaste por fatiga, que se evidencia por el aumento de la longitud de la cadena, respecto de su longitud inicial.

Para el cálculo estimado de la duración, las cinco propuestas contemplan factores que intentan considerar aspectos relacionados con el modo de lubricación y su limpieza, velocidad lineal, cantidad de dientes de las ruedas, el paso, la presión en la articulación sobre el conjunto perno y casquillo, entre otros considerandos.

Cada autor magnifica o reduce la incidencia de estos factores, lo que, en definitiva, evidencia la importancia otorgada según su criterio de análisis.

Los resultados obtenidos son bastante dispares, concluyendo que los mismos pueden ser derivados de la evolución tecnológica y científica, que no está actualizada en las propuestas más antiguas, sugiriendo que el ingeniero de diseño deberá adoptar aquella que mejor cumpla con sus expectativas o experiencia.

Palabras clave: Cadenas de rodillo; vida útil; diseño mecánico.



**IX CAIM
IV CAIFE**



FIE
Facultad de
Ingeniería
del Ejército



FoDAMI

17, 18 y 19 de septiembre 2025

1. INTRODUCCIÓN.

El cálculo teórico de la duración de una transmisión por cadenas es sólo de referencia, ya que es dificultoso determinar con exactitud cuál será el tiempo útil real. Y ello se debe a que, en el continuo proceso de deterioro, intervienen muy diversos factores, dependientes de las características de la instalación y tipo de servicio, entre otros que, combinados complejizan su determinación. Las cinco propuestas de cálculo que se analizan en este trabajo coinciden en el criterio de duración límite, cual es el desgaste por fatiga, que se evidencia por aumento de la longitud de la cadena, respecto de su longitud inicial. El valor límite de este alargamiento no goza de coincidencia, pues mientras uno [1] indica de 1,5% a 2%; otro [2] propone entre 1,5% a 2,5%; o 2% [3-4]; o bien entre 2% y 3% [5] o, más generalizado el 3% como límite [6-10]. Las propuestas de cálculo de vida útil que se estudian en la presente obra, o bien dejan libre el criterio de límite de desgaste, o adjudica el 3%. Del mismo modo, se asume como 15.000 la cantidad de horas de uso nominales [10-11] aunque hay autores que limitan a 10.000 horas [5]. Este tema también interviene en los cálculos ya que ellos buscan determinar la cantidad de horas que la cadena podrá prestar servicio aceptando, en algunos de ellos que será igual o mayor a 15.000 horas o (en una de las propuestas), tomando a ésta cantidad como referencia. Aunque el control del desgaste es posible efectuarlo por el paso de las articulaciones, es más práctico realizarlo midiendo la longitud total de la cadena, que además incluye el desgaste "acumulado" de todos sus eslabones. Es por ello por lo que en las expresiones matemáticas se incluye el largo de la cadena medido en cantidad de eslabones. Para el cálculo estimado de la duración, se contemplan factores que intentan considerar aspectos relacionados con el modo de lubricación y su limpieza, velocidad lineal, cantidad de dientes de las ruedas, el paso, la presión en la articulación sobre el conjunto perno y casquillo, entre otros considerandos. Cada autor magnifica o reduce la incidencia de estos factores, lo que, en definitiva, evidencia la importancia otorgada según su criterio de análisis. El objetivo del trabajo es realizar una evaluación analítica racional de las cinco propuestas, llevar a cabo su aplicación a una instalación ficticia y comparar los resultados. Realizado ello se obtuvo cifras bastante dispares que no permiten, en primera instancia, aconsejar el uso, o no, de alguna de las metodologías sugeridas.

2. PROPUESTAS DE CÁLCULO DE VIDA ÚTIL DE CADENA DE RODILLOS.

2.1. Ejemplo de aplicación.

Se aplicarán las cinco propuestas (cada una con su propia nomenclatura) a un mismo problema ficticio a fin de comparar su metodología y resultados.

Sea una transmisión mecánica por cadenas de rodillo de las siguientes características:

Potencia 7HP = 5,22 Kw; $n_1 = 1200$ rpm.; $n_2 = 380$ rpm. $M_t = 41,54$ Nm. $z_1 = 20$; $z_2 = 63$; $i = z_2/z_1 = 3,15$; diámetros primitivos de las ruedas dentadas $D_{p1} = 101,48$ mm y $D_{p2} = 318,42$ mm. Paso de la cadena $P = 15,87$ mm. ASA 50; velocidad lineal de la cadena $v = 6,38$ m/s. Carga de rotura (dato del catálogo de los fabricantes Rex-Regina) $F_B = 26,5$ kN. Distancia entre centros $C = 565$ mm (aprox. 34.P). Cantidad de pasos de la cadena $L = 114$ pasos.



Diámetro del perno de unión del eslabón exterior (dato del fabricante) $d_B = 5,08 \text{ mm}$; área proyectada del perno del eslabón exterior $A = 70 \text{ mm}^2 = 0,70 \text{ cm}^2$. Peso por metro de la cadena (dato del fabricante) $q = 1,01 \text{ kg/m} = 10,10 \text{ N/m}$. Presión admisible en la articulación $p = 21 \text{ MPa}$. Servicio normal sin sobrecargas de 8 hs/día. Uno de los ejes es móvil para ajuste de entre centros. Lubricación adecuada. Instalación horizontal. Temperatura ambiente normal -10°C a $+30^\circ\text{C}$. Ambiente limpio.

Datos derivados.

Fuerza aplicada al ramal tenso [6]:
$$S_1 = \frac{q \cdot C^2}{8 \cdot f} + \frac{2 \cdot M_t}{D_p} = 840,40 \text{ N} \quad (1)$$

donde: $f = C/25 = 0,0226 \text{ mm}$ [16]

resto de datos conocidos. Reemplazando y operando resulta

Fuerza en el ramal flojo [6]
$$S_2 = \frac{q \cdot C^2}{8 \cdot f} = 17,83 \text{ N} \quad (2)$$

Presión específica en la articulación [6]:
$$p_w = \frac{S_1}{A} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1,20 \text{ kg/mm}^2 \quad (3)$$

2.2. Aplicación de la propuesta de Niemann.

Indica que el desgaste total es proporcional al trabajo de rozamiento en cada una de las articulaciones, siendo éste consecuencia de la presión generada entre el pasador del eslabón exterior y el casquillo del eslabón interior, por acción de la fuerza de tracción a la que está sometida la cadena. Luego de un análisis llega a la siguiente expresión:

$$L_v = 5,3 \frac{\Delta t}{t} \frac{x}{\mu q p_R n_1} \frac{t}{d_B} \frac{i}{(i+1)} \quad (4)$$

Donde

L_v = vida útil probable de la cadena a plena carga en horas.

$\Delta t/t = 3/100 = 0,03$ es la variación de la longitud del paso respecto de su valor inicial (3%).

$x = L = 114$ cantidad de eslabones o de pasos de la cadena.

$t = P = 15,87 \text{ mm}$ paso de la cadena.

$i = 3,15$ relación de transmisión;

$d_B = 5,08 \text{ mm}$ diámetro del pasador del eslabón exterior.

$n_1 = 1200 \text{ rpm}$.

Para determinar $\mu q p_R$, el autor ofrece la Figura 1 (que denomina coeficiente de desgaste), en función de P , de modo tal que pueda calcularse lo indicado en la siguiente expresión:

$$\mu q p_R = \mu q P + \mu q P_L \quad (5)$$

En donde:

P es la presión en la articulación en el tramo de cadena cargado. $P = S_1/A = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1,20 \text{ kg/mm}^2$.

P_L es la presión en la articulación en el tramo descargado $P_L = S_2/A = 0,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 0,025 \text{ kg/mm}^2$

μ = coeficiente de rozamiento; q = termino que representa el desgaste en mm^3 en función del trabajo de rozamiento. P_R = presión resultante en la articulación como sumatoria de aquella en el tramo con carga más la del tramo descargado.

De la Figura 1, con $P = 1,20$ se obtiene $\mu q = 1,10 \times 10^{-6}$ y con $P_L = 0,025$, $\mu q = 0,85 \times 10^{-6}$. Luego, según (5) $\mu q p_R = 1,10 \times 10^{-6} \cdot 1,20 + 0,85 \times 10^{-6} \cdot 0,025 = 1,341 \cdot 10^{-6}$

Finalmente, reemplazando valores en la (4) y operando se obtiene: $L_v = 26.729$ horas

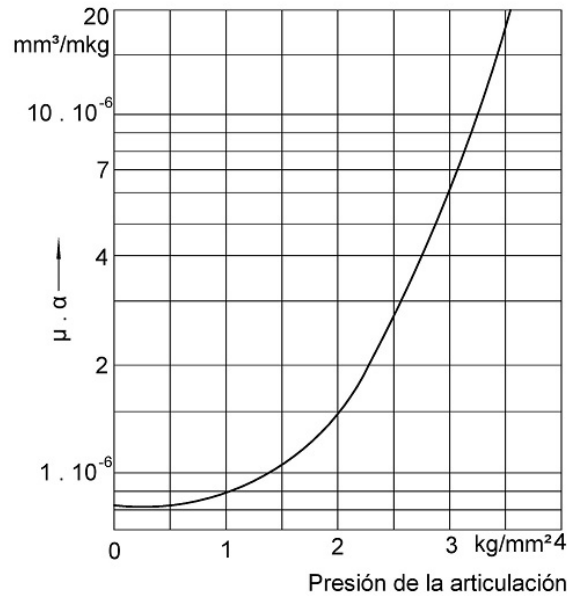


Figura 1. Valores de μq para distintas presiones.

2.3. Propuesta de Decker [12]

Plantea calcular la vida útil como resultado de aquella dada por los eslabones, los rodillos o las articulaciones. Si bien sugiere que sendos cálculos deberían arrojar resultados próximos, acepta que ello es muy difícil que ocurra. La vida útil del sistema estará dada por el menor resultado de las tres.

2.3.1 Vida útil de los eslabones.

Considerando los efectos dinámicos de la transmisión, los eslabones tienen una seguridad frente a roturas dada por la relación:

$$\lambda = \frac{S_B}{S_D} \quad (6)$$

Donde $S_B = \frac{F_B}{F} \cdot y$ (7)

En la cual: F_B fuerza de rotura de la cadena e igual a 26.500 N (dato de origen) y la carga de tracción F es:

$$F = \frac{P [W]}{v \left[\frac{m}{s} \right]} = 818,18 \text{ N} \quad (8)$$

y es el factor de impacto que, para servicio uniforme sin choques vale 1. $S_D = 15,56$ coeficiente de seguridad que se obtiene de la Tabla 1 para $n_1=1200$ y 15,8 de paso.

Reemplazando en la (7) queda 32,38 N. Y la (6) resulta $\lambda = \frac{S_B}{S_D} = \frac{32,38}{15,56} = 2,08$. Si ésta es mayor o igual a 1, se considera que los eslabones cumplen con las exigencias de durabilidad, como



sucede en este caso. Si fuera menor a 1 y conociendo λ_D de la Tabla 3, luego se puede hacer la relación λ/λ_D que, al ser <1 , de la Tabla 2 se comprueba que la vida útil será menor a las 15000 horas.

Tabla 1. Coeficiente de seguridad S_D (de la original reducida)

Frecuenc. de giro n_1	Paso en mm			
	12,7	15,8	19,05	25,4
800	14,9	15,00	15,12	15,36
1000	15,24	15,34	15,46	15,70
2000	16,33	16,44	16,57	16,83

Tabla 2. Vida útil del eslabón según valor de la (3).

λ/λ_D	0,82	0,89	0,96	1,00	1,12
L_h	2000	5000	10000	15000	50000

Tabla 3. Factor λ_D en función de Z_1 y de la cantidad de pasos de la cadena. (de la original reducida)

Cant. eslabones de la cadena	Cantidad de dientes z_1			
	19	21	25	38
100	0,790	0,784	0,773	0,747
200	0,737	0,732	0,721	0,698

2.3.2 Vida útil de los rodillos.

En regímenes de alta velocidad, la vida útil del sistema está regida por la resistencia a la rotura de los rodillos. La fuerza de tracción admisible que actúa sobre el rodillo está dada por la siguiente expresión:

$$F_R = F_r \cdot \lambda_r \cdot t_r \quad (9)$$

En la cual: F_r es el valor nominal de la fuerza de tracción sobre el rodillo e igual a 1,378 que se obtiene de la Tabla 4 para $z_1=20$ y $n_1=1200$ rpm. λ_r es el factor de duración de los rodillos y se obtiene de la Tabla 5 igual a 1,22 aproximadamente para 15000 horas útiles y 114 eslabones; $t_r = 1,45$ es el factor por tipo constructivo de la cadena, de la Tabla 6. Finalmente, la (9) queda en 2,44 kN.

Tabla 4. Fuerza nominal de tracción sobre el rodillo en kN. (del original reducida).

Z_1	Frecuencia de giro n_1			
	800	1000	2000	2500
19	5,7	3,1	0,57	0,31
21	6,0	3,3	0,6	0,33



Tabla 5. Factor de duración para los rodillos de cadena (del original reducida)

Vida útil L_h en horas	Cantidad de eslabones de la cadena			
	80	100	160	200
5000	3,8	5,20	10,50	15,50
10000	1,30	1,90	3,80	5,20
15000	0,70	1,00	2,00	2,80
30000	0,25	0,36	0,70	1,00

Para alcanzar la duración deseada (con lubricación correcta) debe cumplirse que:

$$\frac{F}{y} \leq F_R \quad (10)$$

Reemplazando valores resulta $818,18 > 2,44$ indicando que los rodillos no duraran las 15000 horas deseadas.

Tabla 6. Factor por tipo constructivo de cadena de rodillos (del original reducida)

Paso de la cadena	Factor por tipo de cadena simple hilera
12,7	1,62
15,8	1,45
19,05	1,34

2.3.3 Vida útil de las articulaciones.

La durabilidad de las articulaciones depende del movimiento de giro de esta (cuando abraza la rueda); de la velocidad lineal de la cadena y de la presión sobre las superficies de la misma, la cual viene dada por:

$$p_v = \frac{\left(\frac{P}{v} + q \cdot v^2\right)}{A \cdot y} = 59,89 N/cm^2 \quad (11)$$

Con este resultado, de la Figura 2 se obtiene el valor de $w = 2,5$, que es la duración nominal de la cadena en función del tipo de lubricación. Este resultado debe compararse con el w_D , conocido como “valor característico” de la articulación y que se calcula con:

$$w_D = t_v \cdot \lambda_v = 5,53 \quad (12)$$

Siendo: t_v 4,85 factor de “paso-velocidad”, obtenible de la Tabla 7.

λ_v 1,14 (aprox.) factor de perdida por rozamiento, de la Tabla 8.

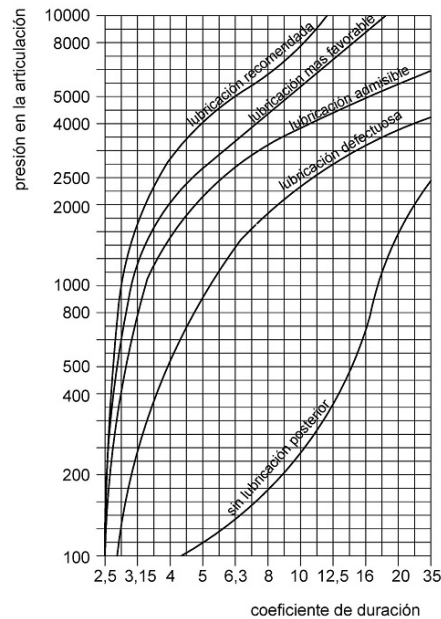


Figura 2. Coeficiente de duración w en relación con la presión superficial y el tipo de lubricación

Tabla 7. Factor “paso-velocidad” para articulaciones de cadena (del original reducida).

Velocidad en m/s	Paso de la cadena en mm			
	9,52	12,7	15,8	19,05
6	5,43	5,24	4,85	4,51
8	4,94	4,76	4,40	4,17
10	4,56	4,40	4,07	3,86

Tabla 8. Factor de pérdida por rozamiento (del original reducida).

Cant. de eslabones	Relac. transm.	Cant. dientes en Z1			
		19	21	25	38
100	1	1	1,03	1,10	1,26
	2	1,10	1,14	1,21	1,39
	3	1,14	1,18	1,25	--
200	1	1,26	1,30	1,38	1,58
	2	1,38	1,43	1,51	1,74
	3	1,43	1,48	1,57	1,81

Finalmente se tiene la vida útil L_v para las articulaciones según la siguiente correspondencia:

w/w_D	0,67	0,80	1,00	1,15	1,44	2,01
L_h [h]	50000	30000	15000	10000	5000	2000

La relación $w/w_D = 2,5/5,53 = 0,45$ indica una vida superior a las 50.000 horas.

2.4. Propuesta de Acherkana [13]

Para este autor la vida útil estimada de una transmisión de cadena a rodillos se puede calcular mediante la siguiente expresión:



$$H = \frac{4350 \cdot \Delta t \cdot K_C \cdot K_I \cdot \sqrt{Z_1}^3}{\frac{N \cdot k_e}{A \cdot m_r}} \sqrt{\frac{Z_2 \cdot C}{Z_1 \cdot P \cdot v}} [\text{horas}] \quad (13)$$

En donde se tiene:

$\Delta t = 3\%$ variación del paso aceptada como valor máximo admisible de desgaste. Puede ser menor. Se incluye como número entero 3 en la expresión.

K_C : Coeficiente por tipo de cadena e igual a 1,2 para las de rodillos.

K_I : Coeficiente de Intensidad de desgaste.

$K_I = 1$ Condiciones normales de lubricación y limpieza.

$K_I = (0,5 \dots 0,2)$ Condiciones anormales de lubricación y limpieza.

Z_1 y Z_2 20 y 63, cantidad de dientes de la rueda menor y de la mayor respectivamente.

C 565, distancia entre centros en mm.

N 5,22 Kw. Potencia a transmitir.

k_e Coeficiente de condiciones de servicio. Se calcula con la expresión (14).

A Área proyectada de la articulación, dato de partida e igual a $0,70 \text{ cm}^2$.

m_r factor de distribución de carga según cantidad de hileras. Se calcula con la (15).

P 15,87 mm, paso de la cadena.

v 6,38 m/s, velocidad lineal.

Además, se debe calcular:

$$k_e = k_d \cdot k_a \cdot k_h \cdot k_r \cdot k_l \cdot k_{reg} \quad (14)$$

Con: $k_d = 1$ por carga suave; $k_a = 1$ para C entre 30 y 50 P; $k_h = 1$ para inclinación menor a 60° ; $k_r = 1$ para usos de hasta 8 horas/día; $k_l = 0,80$ para lubricación adecuada; $k_{reg} = 1$ por tener un eje móvil para compensar C . Reemplazando en (14) se obtiene $k_e = 0,80$

Determinación del valor de $m_r = \frac{F}{A \cdot p} k_e \quad (15)$

Donde: $F = 818,18 \text{ N}$ y $p = 21 \text{ MPa}$, es la presión admisible aplicable a la articulación. Se obtiene de la Tabla 9.

Tabla 9. Presión admisible sobre la articulación (del original reducida)

Paso P [mm]	p en [MPa] para n_1 en rpm					
	<50	200	600	1000	1200	2000
12,7 - 15,8	35	31,50	26	22,5	21	16,50
19,05 - 25,4	35	30	23,50	19	17,50	-----
31,7 - 38,10	35	29	18,5	15	-----	-----

Reemplazando en (15), resulta: $m_r = 0,445$. Reemplazando en la (13) se obtiene: $H = 13.589$ horas.

2.5. Propuesta de la firma Arnold & Stolzenberg GmbH [14]



La firma Arnold & Stolzenberg GmbH, especializada en la fabricación de cadenas industriales, recomienda la siguiente expresión empírica para el cálculo estimado de la vida útil, considerando el 3% máximo (ya implícito en la expresión):

$$H = 2744 \cdot \left(\frac{f_L \cdot f_p \cdot f_{vz}}{p_w} \right)^3 \cdot \frac{X}{V} \cdot \frac{Z_1}{\left(\frac{Z_2}{Z_1} + 1 \right)} \cdot \frac{p}{\pi d_p} [\text{horas}] \quad (16)$$

donde:

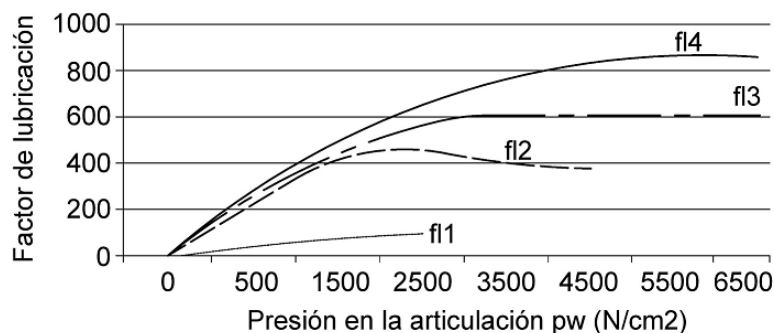
p_w es la presión de trabajo en la articulación en N/cm^2 e igual a $p_w = \frac{F_{trac}}{A_{res}} = 1169 \text{ N/cm}^2$, siendo: F_{trac} fuerza tractiva (8) y $A_{res} = 0,70 \text{ cm}^2$. $f_L = 500$ factor de lubricación, de la Figura 3 para la p_w ; $f_p = 1,39$ factor por paso de la cadena, para $15,87 \text{ mm}$ de la Tabla 10; $f_{vz} = 1$ de la Tabla 11, para $z_1 > 19$; $X = 114$; $d_p = 5,08 \text{ mm}$; $V = 6,38 \text{ m/s}$; $p = 15,87 \text{ mm}$; $Z_1 = 20$; $Z_2 = 63$. $d_p = 5,08 \text{ mm}$, diámetro del pasador;

Tabla 10. Factor de paso de la cadena (del original resumida).

Paso (mm)	8	9,5	12,7	15,87	19,05	25,4
f_p	1,49	1,48	1,44	1,39	1,34	1,27

Tabla 11. Factor de velocidad de la cadena (del original resumida).

Z1	Velocidad de la cadena en m/s				
	1	4	10	20	40
16	0,99	0,985	0,975	0,96	0,935
18	1	1	1	0,995	0,98



Donde las curvas son:
 fl1: sin lubricación.
 fl2: lubricación insuficiente.
 fl3: lubricación adecuada.
 fl4: lubricación por inmersión o a presión

Figura 3. Factor de lubricación en función de la presión específica

Reemplazando en la (16) se obtiene: $H = 49.246$ horas.

2.6. Propuesta de la firma Wippermann [15]

La firma Wippermann es fabricante de cadenas industriales y accesorios. Ofrece un modo empírico de cálculo para determinar la vida útil de una cadena. El estudio que derivó en la propuesta comprendió: una rueda menor de 19 dientes, relación de transmisión 3:1; distancia entre centros de 40 pasos, buena lubricación y limpia, sin sobrecargas, temperatura ambiente normal.



$$L_v = 15000 h \cdot \left(\frac{\varepsilon_{Aus}}{3\%} \right) \cdot \left(\frac{P_{Gzul}}{P_G} \right)^3 \quad (17)$$

Donde: ε_{Aus} es el estiramiento máximo permitido (para este ejemplo se asume 3%); P_G es la presión ejercida sobre la articulación:

$$P_G = \frac{F \cdot f_y}{f} \leq P_{Gzul} \quad (18)$$

Donde: F (8) carga de tracción sobre la cadena; $f=0,70\text{cm}^2$ es el área proyectada de la articulación; $f_y=1$ es un coeficiente de impacto para máquinas motoras y conducidas de funcionamiento suave. Con estos valores $P_G=1168 \text{ N/cm}^2$

La presión admisible sobre la articulación surge de la aplicación de la siguiente expresión:

$$P_{Gzul} = P_{G0} \cdot f_R \cdot f_S \cdot f_K \cdot f_\theta \cdot f_{SA} = 1563 \text{ N/cm}^2 \quad (19)$$

Donde: $P_{G0} = 1995 \text{ N/cm}^2$, es la presión admisible en operaciones normales de uso y se obtiene de la Tabla 12. El factor f_R coeficiente de fricción, se calcula con:

$$f_R = \sqrt[3]{\frac{i \cdot 339}{L_{Vref}} \cdot \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{(i+1)} + 4,75 \right)} = 0,9796 \quad (20)$$

para: $i = 3,15$; $L_{Vref} = 15000 \text{ horas}$; $a = 565\text{mm}$; $p = 15,87\text{mm}$. $f_S = 1$, para lubricación abundante; $f_K = 1$ para cadena de construcción normal; $f_\theta = 1$ para temperatura ambiente entre -20°C y $+149^\circ\text{C}$; y $f_{SA} = 0,80$ para medio ambiente limpio bueno de la Tabla 13.

Reemplazando en la (17) y operando, se obtiene: $L_v = 35945 \text{ horas}$

Tabla 12. Valores de la presión admisible bajo condiciones normales de uso. (del original reducida)

Veloc. de la cadena en m/s	Presión P_{G0} en N/cm^2 según la cantidad z_1					
	19	21	22	23	24	>25
5	2050	2150	2180	2210	2240	2280
6	1950	2040	2070	2110	2140	2180
8	1700	1780	1820	1870	1910	1960

Tabla 13. Factor f_{SA} por incidencia del medio ambiente. (del original reducida)

Factor f_{SA}	Grado de limpieza
1,00	optimo
0,80	Bueno
0,60	Aceptable
0,20	malo

4. CONCLUSIONES.

Se observa disparidad de resultados: Niemann: 26.729 horas; Decker: indefinido, indicando que el elemento más débil es el rodillo; Acherkana: 13.589 horas; Arnold & Stolzenberg; 49.246 horas y

Wippermann: 35.945 horas. Se puede discutir si la propuesta de Niemann ha quedado, tal vez, obsoleta. Tiene la dificultad de necesitar de la precisión de un gráfico para obtener un valor de trabajo de desgaste teórico. El desarrollo está bien fundamentado y posee un trayecto matemático razonable. La propuesta de Decker se fundamenta en el análisis de la vida útil probable de tres componentes de la cadena: el eslabón, el rodillo y el conjunto de articulación. Se realizan los cálculos para cada uno de ellos y se espera tengan cierta coincidencia, definiendo la vida útil de la instalación por el menor de ellos. Utiliza varias tablas con datos que, dado la antigüedad de estas, es probable que hayan quedado obsoletas y no reflejen la mejora tecnológica, de materiales y tratamientos metalúrgicos actuales. Lamentablemente, los autores del presente trabajo no cuentan con el desarrollo teórico que avale las propuestas de Acherkana, de la firma Arnold & Stolzenberg Gmbtt y de Wippermann. Con respecto a la primera de ellas, deriva del cálculo de las transmisiones por cadena en base a la presión admisible en la articulación desarrollada en [6] y mostrada en [14]; la estructura de la expresión contempla como factores favorables el aumentar la cantidad de dientes en la rueda menor, la distancia entre centros; lubricación adecuada y limpieza, y la utilización de pasos pequeños a pesar de que ello disminuya el área proyectada para la presión específica. Un punto débil de la propuesta puede ser los datos no actualizados indicados en la Tabla 9. Con respecto a la expresión ofrecida por Arnold & Stolzenberg Gmbtt, se puede argumentar su más reciente aparición [14]. Su estructura expone como factores significativos a los relacionados con la importancia de un paso de cadena grande (pues mayor es su superficie proyectada), y la mayor cantidad posible de dientes de la rueda menor. El diámetro del pasador influye en la presión de trabajo p_w y en el recorrido de fricción cuando el eslabón gira. Un diámetro del pasador grande disminuye el valor de la presión en la articulación y aumenta la vida, pero también aumenta el recorrido de fricción e incrementa el desgaste. Estos dos aspectos son considerados en la fórmula mostrada, pero se le concede más importancia (exponente 3) a la disminución de la presión con el aumento del paso y del diámetro del pasador. Adicionalmente, incluye en la evaluación de la vida útil aspectos decisivos como la lubricación, la velocidad de la cadena, el número de dientes en las ruedas y la longitud de la cadena. La propuesta de Wippermann es la más reciente en el tiempo. Es de muy sencilla aplicación. Vincula significativamente la vida probable de la cadena con la presión aplicada a la articulación. Como conclusión, no es posible aceptar fundadamente alguna de las cinco propuestas y dependerá de la experiencia del usuario o de las pruebas que este pueda llevar a cabo en una instalación real. No obstante, los desarrollos teóricos más antiguos, si bien lógicos y aceptables pueden adolecer de datos desactualizados.

5. REFERENCIAS

- [1] Kaneira, M. (1997). *The complete guide to chain*. Tsubaki, Inc. ISBN: 0-9658932-0-0.
- [2] Reshetov, D. (1985). *Elementos de máquinas*. 1° Reimpresión. Ed. Pueblo y Educación. Sin ISBN.
- [3] Moura Branco, M.C; Martins Ferreira, J; Domingos Da Costa, J y Silva Ribeiro, A. (2008). *Projeto de órgãos de máquinas*. 2° Ed. Fundacao Calouste Gulbenkian.
- [4] Manuale trasmissioni di potenza. (1976). 2° Ed. Tecniche Nuove. ISBN: 88-85009-22-0.



IX CAIM
IV CAIFE



FIE
Facultad de
Ingeniería
del Ejército



FoDAMI

17, 18 y 19 de septiembre 2025

-
- [5] Niemann, G. (1967). *Tratado teórico práctico de elementos de máquinas, cálculo, diseño y construcción*. Tomo II. Editorial Labor.
- [6] Dobrovolski, V; Zabloniski, K; Mak, S; Radchik, A y Erlij, L. (1976). *Elementos de máquinas*. Ed. Mir.
- [7] Sánchez Marín, F.T; Pérez González, A; Sancho Bru, J.L y Rodríguez Cervantes, P.J. (2007). *Mantenimiento mecánico de máquinas*. 2º Ed. Universitat Jaume. ISBN: 978-84-8021-629-6.
- [8] Shigley, J. E; Mischke, C. R. (2002). *Diseño en ingeniería mecánica*. 6º Ed. McGraw-Hill/Interamericana. ISBN: 970-10-3646-8.
- [9] Budynas, R.G. y Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8ª Ed. McGraw-Hill. ISBN: 970-10-6404-6.
- [10] Faires, V.M. (1977). *Diseño de elementos de máquinas*. Reimpresión. Ed. Montaner y Simón SA. ISBN 84-274-0393-3.
- [11] Regina SpA y Rex Regina SpA. (1970). *Trasmissione. Catalogo 071*. Ed. Cinisello Balsamo; Mario Limido y Carlo Torri.
- [12] Decker, Karl-Heinz. (1975). *Elementos de máquinas. Manual del Ingeniero*, Vol. XIII. Traducción al castellano de la 7ª edición en alemán. Ed. Urmo SA de Ediciones. Bilbao. España. 1980. ISBN 84-314-0340-3
- [13] González Rey, G.A.; García Toll; Ortiz Cárdenas, T. (sin fecha). *Elementos de Máquinas. Cadenas y Sprockets. Transmisiones Mecánicas. Tema 3. Transmisiones flexibles*. Facultad de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (CUJAE). Ciudad de la Habana, Cuba.
- [14] González Rey, G. (2001). *Transmisión de potencia por cadena de rodillos. Explotación, selección y diseño*. Edición elaborada para la Asignatura Componentes Mecánicos de la Maestría de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (CUJAE). Ciudad de la Habana, Cuba.
- [15] Wippermann Engineering. (2015) *Fundamentals of chain technology*. Consultado en el mes de marzo del 2025 en:
<https://dunbelt.com/catalogos/INFO%20WIPPERMANN%20TECNOLOGIA%20DE%20CORRENTES.pdf>.
- [16] Renold Roller Chain Catalogue. Section 2 Chain Installation & Maintenance. Disponible en https://www.renoldjeffrey.com/media/1544778/rj_inst-maint_09.pdf. Consultada en diciembre de 2021.
-