

U n i v e r s i d a d C e n t r a l « M a r t a A b r e u » d e L a s V i l l a s

F a c u l t a d d e I n g e n i e r í a M e c á n i c a e I n d u s t r i a l

D e p a r t a m e n t o d e I n g e n i e r í a M e c á n i c a



T r a b a j o d e d i p l o m a

**Título: F a c t i b i l i d a d d e l a u t i l i z a c i ó n d e c o j i n e t e s d e
r o d a m i e n t o e n e l ó r g a n o d e t r a c c i ó n d e u n t r a n s p o r t a d o r d e
t a b l i l l a s**

A u t o r: L á z a r o R e y e s Q u i n t a n a

T u t o r: D r. I n g. R o b e r t H e r n á n d e z O r t e g a

M S c. I n g. I s t v á n G ó m e z R í o s

S a n t a C l a r a

2 0 1 6

Todo tiene su tiempo, y todo lo que se quiere debajo del cielo
tiene su hora.

Eclesiastés 3:1

DEDICATORIA

Dedicar, ofrecer, consagrar son acciones que mi madre ha hecho en mi vida, por lo que este trabajo va dedicado, sobre todo, a mi madre: Lina Caridad Quintana Aguilera; por ser madre, padre y amiga; por apoyarme sin medida y por ayudarme siempre, en las buenas y en las malas.

Junto a ella, quiero dedicar tan arduo trabajo personificado en un papá a mi padre: Roberto Gregorio Reyes Marrero; por ser el tutor de mi vida y por dejarme en buenas manos.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a mis tutores: Robert Hernández por el tiempo que dispuso para cada una de estas páginas; e Istvan Gómez por ayudarme incondicionalmente en la preparación del trabajo y sacarme de todos los apuros que he tenido.

A los trabajadores del central Ifraín Alfonzo, especialmente a Teresita, Noel y Ayala.

A todos mis amigos y amigas que contribuyeron a este cierre y me apoyaron durante el trayecto de mi carrera: Yandry, Nailín, Camacho, Ernesto, Gabriela y Juan Carlos.

A los profesores que aportaron a mi formación profesional.

A las familias que siempre estuvieron pendiente de mí: Alejandro y su esposa Iraida, Escobar y su esposa Roxi, Lourdes e hijos.

A mis hermanos en la fe que se han vuelto amigos: Bladi, Natacha, Yaisel y Gretter, Robert, Humberto.

A los amigos que no dejaron de preguntar por mis estudios: Pedro L. Reyes, Yaima, Rey, Xiomara, Lourdes y su mamá, Fide y Yeny, Amparo.

A mi familia que permanece en el mismo lugar: Robbie, Rubén, Marlèn, Aracely, Mileydis, Marian, Yosvany, Raulito, Nirina, Enyel, etc.

A mi esposa Claudia María Larrea Marín por ser la mujer idónea para mí en todo momento que hemos compartido juntos, y hasta la muerte.

A mi nueva familia desde el 16 de abril de 2016: mis suegros Mercy y Roberto; los tíos Toña y Alfonso, Olguita, Daysi, Rigo, Donna.

A mi madre por su persistencia, empeño y todos sus sacrificios por el logro de mis objetivos.

Y mil gracias al Dios Todopoderoso por su amor y por haber puesto a todas estas personas en mi camino, pues sin ellos estuviera perdido.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
Capítulo I. Marco teórico.....	3
1.1. Principales componentes de un transportador de tablillas	3
1.2. Principales aspectos del cálculo de los transportadores de tablillas	8
1.2.1. Datos	8
1.2.2. Selección de la velocidad "v" (m/s).....	8
1.2.3. Ancho de las tablillas	8
1.2.4. Determinación de los pesos lineales	11
1.3. Comprobación de la resistencia de la cadena	19
1.3.1. Comprobación de la resistencia de la cadena a la tracción	19
1.3.2. Comprobación de la resistencia al desgaste	21
1.4. Utilización de cadenas con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción de los transportadores de tablillas	22
Capítulo II. Selección y evaluación del transportador de tablillas	25
2.1. Selección del transportador objeto de estudio	25
2.2. Determinación del factor de resistencia al movimiento para la cadena con cojinetes de deslizamiento w_{CD}	26
2.3. Evaluación del transportador	29
2.3.1. Determinación de los pesos lineales	30
2.3.2. Determinación del peso lineal de la carga "q":	30
2.3.3. Determinación del peso lineal de las partes móviles "qo".....	30
2.3.4. Resistencias en cada segmento de la traza.....	30
2.3.5. Determinación del tiraje efectivo W_o del transportador cargado la (ecuación 1.17):.....	32
2.3.6. Se calcula la potencia de la máquina con carga:.....	32
2.4. Cálculo del transportador con cadena con cojinetes de rodamiento	32
2.4.1. El peso de un metro del órgano de tracción se calcula de la siguiente forma:	33
2.4.2. Determinación del tiraje efectivo W_o del transportador cargado	34
2.4.3. Se calcula la potencia de la máquina con carga	34
2.5. Verificación de los cojinetes de rodamiento	34
2.6. Cálculo del ahorro en el consumo de potencia	35
2.6.1. Cálculo del efecto económico	35

CONCLUSIONES	39
RECOMENDACIONES	40
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	41

R E S U M E N

Las máquinas de transporte industrial tienen un amplio uso en la industria azucarera cubana. Particularmente, se destaca la utilización de transportadores de tablillas en la conducción y preparación de la caña que se entrega a los molinos. En este trabajo se seleccionó un transportador de tablillas del ingenio azucarero Ifraín Alfonso del municipio de Ranchuelo, provincia de Villa Clara, para calcular su factibilidad económica. Esta se obtiene al sustituir la cadena con cojinetes de deslizamiento que utiliza este equipo en el órgano de tracción, por otra cadena con cojinetes de rodamientos.

A B S T R A C T

The machines of industrial transport have a wide use in the Cuban sugar industry. Particularly, these machines stands out the use of transporters of splints in the conduction and preparation of the cane surrendered to the mills. In this work a transporter of splints of the sugar genius Ifraín Alfonso of the municipality of Ranchuelo, country of Villa Clara, is selected. The economic feasibility is calculated that one obtains when substituting the chain with bearings of slip that uses these machines in the traction organ, for another chain with roller bearings.

INTRODUCCIÓN

El surgimiento de la presente investigación, que tiene como tema la factibilidad del uso de cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción de un transportador de tablillas, está fundamentado en la búsqueda de ahorro energético, y por ende, económico, en el que se encuentra nuestro país.

La transportación de sólidos en la industria azucarera es parte esencial del proceso de fabricación del azúcar. El traslado de la caña, el bagazo y el azúcar se realiza por medio de máquinas de transporte continuo entre las que se destacan los transportadores de banda, de tablillas, de rastrillos, de cangilones y de sinfín. Por tanto, los beneficios que pudiera traer el cambio propuesto en los transportadores de tablilla aumentaría la productividad en el sector azucarero pues disminuiría la exigencia de mantenimiento en el transportador.

Debido al objeto de estudio del presente trabajo se hace necesaria la profundización en el transportador de tablillas, que además es el más empleado en la transportación de la caña, tanto en los centrales azucareros como en varios equipos de cosecha.

El funcionamiento del equipo está basado en el movimiento que le imprime a la cadena el sistema motriz a través de los sprockets o ruedas de cadenas motrices. El órgano de tracción está compuesto por una o varias hileras de cadenas, que al ser movidas por las ruedas motrices arrastran consigo al entablillado, que está fijado a ella por medio de remaches o tornillos, y sobre este entablillado se transporta el material, de forma similar a como sucede en los transportadores de banda[10].

En este trabajo se seleccionó el transportador de tablillas que tiene la función de suministrar un flujo constante de caña al molino, específicamente el número 2 del ingenio azucarero Ifraín Alfonso del municipio de Ranchuelo, provincia de Villa Clara, para ser evaluado. Mediante diversos cálculos se hallará la factibilidad económica de sustituir el órgano de tracción con cojinetes de deslizamiento por otra cadena con cojinetes de rodamiento.

Problema a resolver

Se necesita evaluar el funcionamiento del transportador de tablillas seleccionado para conocer las particularidades constructivas y de explotación de este equipo. Posteriormente se estudia la factibilidad económica de utilizar cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción con el objetivo de disminuir el consumo de potencia.

De lo planteado anteriormente se deriva la siguiente **hipótesis**:

Es factible desde el punto de vista económico la sustitución del órgano de tracción de la cadena con cojinetes de deslizamiento por otra cadena con cojinetes de rodamiento.

Objetivo general

Evaluar la factibilidad económica de utilizar cadenas con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción de un transportador de tablillas del central azucarero Ifraín Alfonso.

Objetivos específicos

1. Seleccionar un transportador de tablillas del ingenio Ifraín Alfonso y obtener información del órgano de tracción.
2. Evaluar el transportador para verificar el consumo de potencia.
3. Obtener de forma experimental el valor del coeficiente de resistencia al movimiento de la cadena que utiliza como órgano de tracción el transportador seleccionado.
4. Seleccionar una cadena con cojinete de rodamiento que cumpla la misma función en el sistema de tracción del transportador.
5. Realizar cálculos económicos para comparar si es factible o no el cambio de las cadenas con cojinetes de deslizamiento por el de las cadenas con cojinetes de rodamiento.

Capítulo I. Marco teórico

Los transportadores de tablillas son equipos de muy amplio uso en la industria. Su mayor empleo reside en la transportación de la caña, tanto en los centrales azucareros como en varios equipos de cosecha. Desde el punto de vista físico se asemejan a los transportadores de banda, ya que aquí la carga también se traslada de una manera continua por la rama superior del equipo, mientras que por la rama inferior retrocede el órgano de carga vacío. También este equipo posee un órgano de tracción flexible, pero en este caso se trata de una cadena [7].

El material es depositado en la parte trasera del equipo y se lleva hasta la parte delantera donde se descarga. La mayor resistencia del órgano de tracción así como el uso de tablillas metálicas les confiere a estos equipos las siguientes ventajas:

- La posibilidad de transportar cargas pesadas, en grandes pedazos y calientes con alta capacidad de transportación que alcanza los 2000 m³/h y más, hasta longitudes que pueden alcanzar los 2 km.
- Admiten mayores ángulos de inclinación que los transportadores de bandas. Pueden alcanzar hasta los 35-60 grados.
- Admiten menores radios de transición de una dirección a otra: 5-8 m [9].

Sus principales desventajas son:

- Elevado peso propio.
- Elevado costo por la complejidad de fabricación.
- Mantenimiento complejo debido al gran número de articulaciones [9].

El funcionamiento del equipo está basado en el movimiento que le imprime a la cadena el sistema motriz a través de los sprockets o ruedas de cadenas motrices. El órgano de tracción está compuesto por una o varias hileras de cadenas, que al ser movidas por las ruedas motrices arrastran consigo al entablillado, que está fijado a ella por medio de remaches o tornillos, y sobre este entablillado se transporta el material, de forma similar a como sucede en los transportadores de banda [11].

1.1. Principales componentes de un transportador de tablillas

Los conductores de tablillas (figura 1.1) se componen de las siguientes partes:

1. Órgano para la descarga
2. Sprocket motriz
3. Bordes móviles y tablillas
4. Órganos de tracción (cadenas)
5. Estructura o armazón
6. Alimentador
7. Sprocket atesador
8. Órgano atesador
9. Sistema de accionamiento

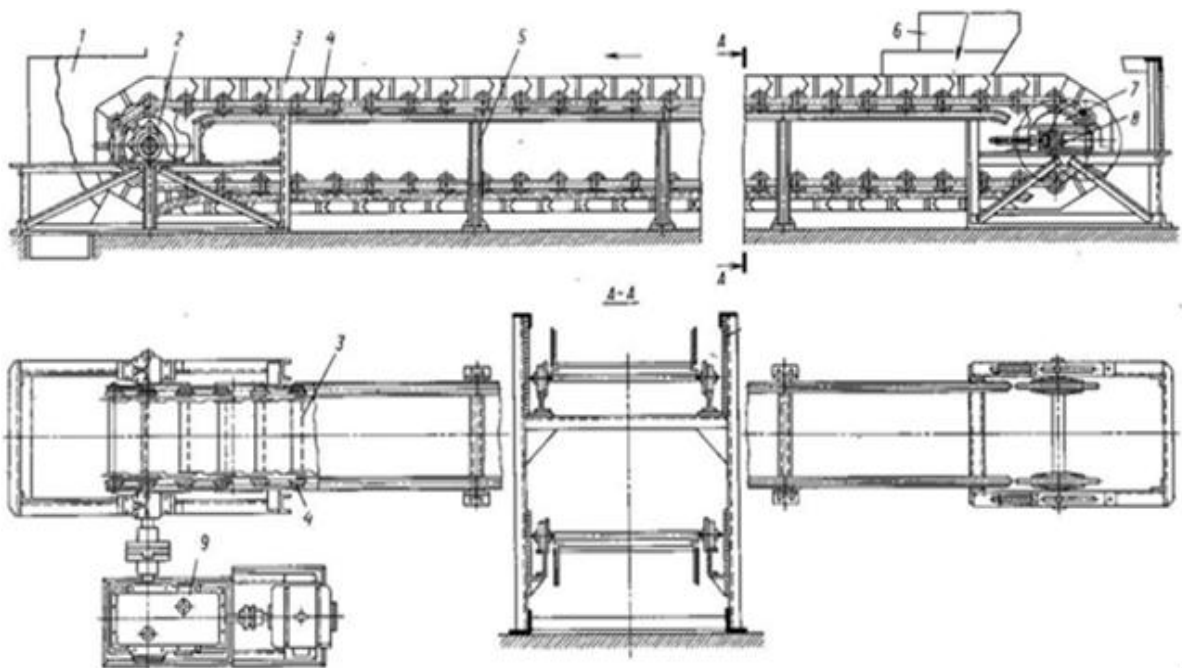


Figura 1.1. Transportador de tablillas [11]

Entre las características principales de las cadenas se destacan el paso, la masa de un metro de cadena, y el esfuerzo de rotura. Las cadenas se seleccionan de los catálogos de los fabricantes. Por lo general se utilizan cadenas de planchetas entre las que se distinguen diferentes variantes de diseño (figura 1.2):

- a) Sin casquillos, sin rodillos (1) y con rodillos (2).
- b) De casquillos, sin rodillos (1) y con rodillos (2).
- c) De ruedas, lisas (1) y con respaldo (2).

Los rodillos y las ruedas disminuyen la fricción y el desgaste, no solo entre los elementos de la cadena y el sprocket, sino también por las guías por las que se desliza el transportador.

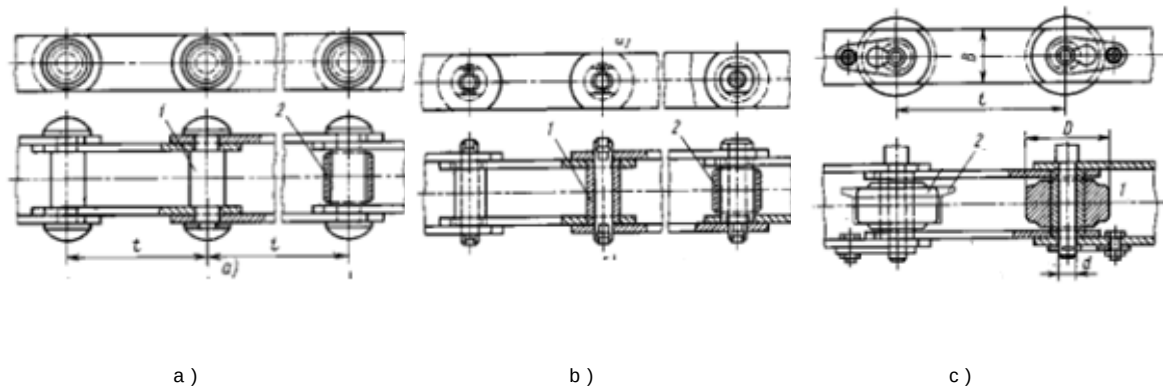
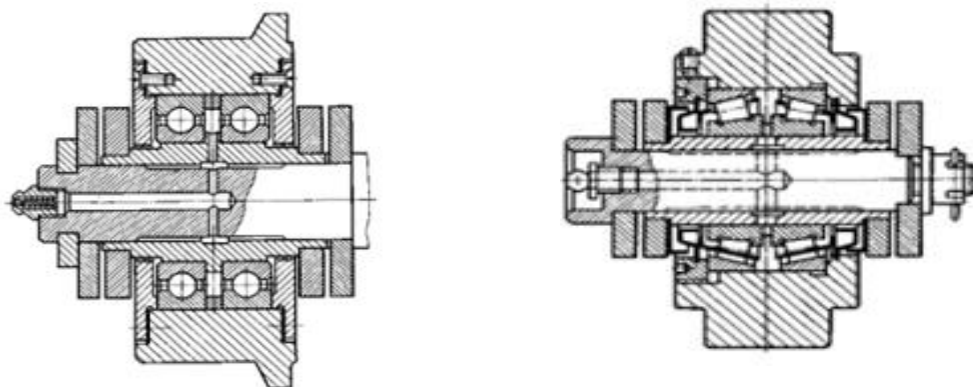


Figura 1.2. Cadenas de planchetas [12].

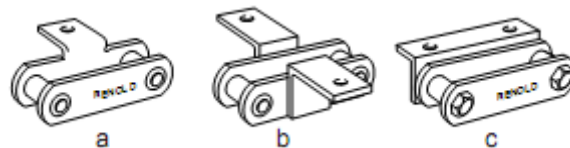
La utilización de cojinetes de rodamiento en las ruedas de la cadena posibilita soportar condiciones de explotación más severas (figura 1.3).



a) Con cojinetes rígidos de bolas b) Con cojinetes de rodillos cónicos

Figura 1.3. Ruedas de cadenas de planchetas con cojinetes de rodamiento [13].

A las cadenas también se le añaden aditamentos en las planchetas para la fijación de la tablilla [5, 6] (figura 1.4).



a) Enterizo, b) Soldada, c) Atornillada

Figura 1.4. Aditamentos para la fijación de las tablillas [11, 13]

Los pasos normalizados de las cadenas pueden tener las siguientes medidas: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 y 1000 mm [3]. Las tablillas son los elementos portadores de la carga. Antiguamente se empleaban de madera pero actualmente se hacen casi en su totalidad de acero. Pueden ser lisas u onduladas (figura 1.5) y se ofertan en una amplia gama de longitudes para proveer todos los anchos de entablillado necesario. En la tabla 1.1 se muestra un surtido típico de tablillas en cuanto al ancho y la altura de los bordes.

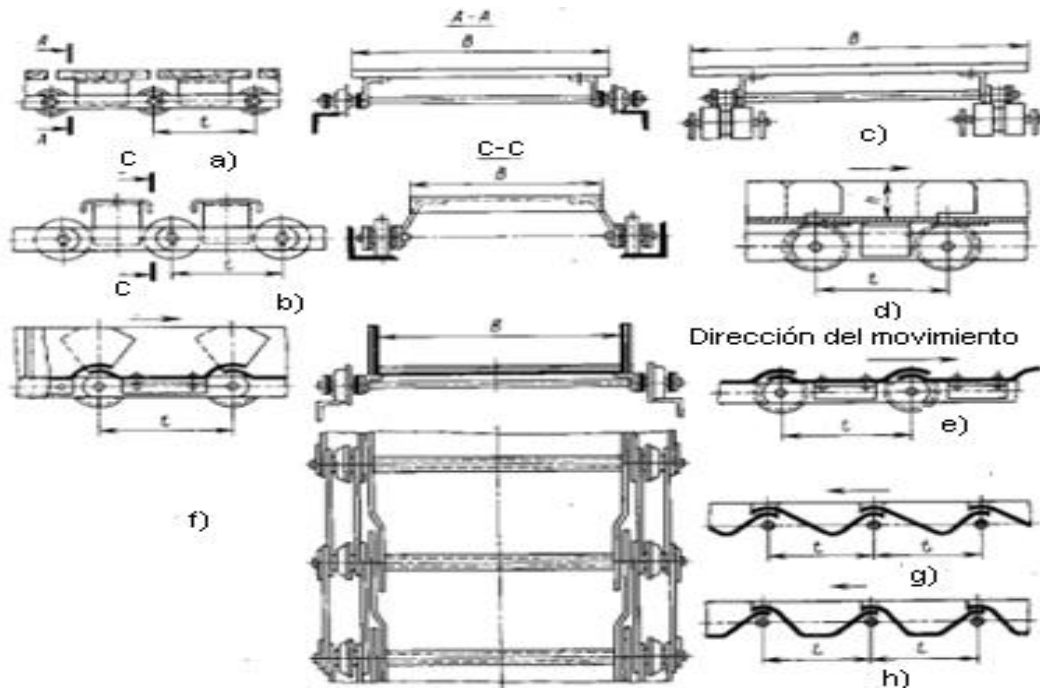


Figura 1.5. Tipos fundamentales de tablillas [2, 15]

- a) y b) Tablillas planas, abiertas, sin bordes y con ruedas.
- c) Tablillas planas, abiertas, sin bordes y sin ruedas.
- d) Tablillas planas, cerradas, con bordes y con ruedas.
- e) Tablillas onduladas, cerradas, sin bordes y con ruedas.
- f) Tablillas onduladas, cerradas, con bordes y con ruedas.
- g) y h) Tablillas de cajón de pequeña y gran profundidad.

Tabla 1.1. Ancho del entablillado y altura de los bordes

Ancho B del entablillado (mm)	Altura de los bordes					
400	100	125	160	-	-	-

500	100	125	160	200	250	-
650	100	125	160	200	250	320
800	100	125	160	200	250	320
1000	100	125	160	200	250	320
1200	100	125	160	200	250	320
1400	100	125	160	200	250	320
1600	100	125	160	200	250	320
Tomar preferiblemente los valores entre las líneas quebradas						

El ancho del entablillado es la distancia entre las caras interiores de los bordes, o el ancho total cuando se trata de tablillas sin bordes. En el caso del entablillado de cajón del tipo profundo, se considera la altura media que es el cociente que resulta de dividir el área del borde en un sector correspondiente al paso, entre el paso [7].

La solución de colocar bordes en el entablillado se utiliza cuando se desea aumentar la capacidad sin ocupar grandes espacios horizontales. Los bordes del entablillado pueden ser fijos o moverse con el mismo [12,13].

El sistema motriz de un transportador de tablillas no se diferencia mucho del que se emplea para uno de banda. La única particularidad es que la transmisión del movimiento al órgano de tracción flexible no se hace por fricción sino a través del engranaje de la rueda con la cadena [12,13].

La estructura metálica de estos transportadores es similar a la empleada para los transportadores de banda, pero mucho más rígida pues esta debe soportar un peso considerable. Por lo general, debajo de cada hilera de cadenas existe una guía de acero sobre la que desliza o rueda la misma [7].

En estos transportadores el atesador casi siempre es del tipo de tornillos y se coloca en los sprocket de cola (figura 1.6). El recorrido del atesador se encuentra en el rango de 320 a 1000 mm, aunque generalmente se toma de 1,6 a 2,0 veces el paso de la cadena [9].

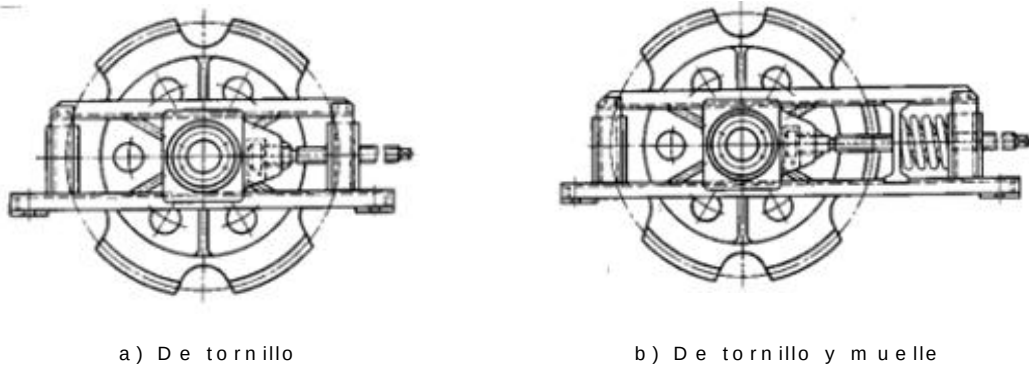


Figura 1.6. Sistema de atesado [9]

1.2. Principales aspectos del cálculo de los transportadores de tablillas

1.2.1. Datos

Como datos de entrada para el cálculo de un transportador de tablillas se requieren prácticamente los mismos que para uno de banda. Estos son los siguientes:

- Capacidad promedio o capacidad pico (kN/h , m^3/h , tm/h).
- Tipo y características del material.
- Geometría o traza del conductor y sus principales dimensiones.
- Condiciones de operación (condiciones de humedad, ubicación exterior, o bajo techo, método y forma de llenado y descarga deseados, etc.) [6].

1.2.2. Selección de la velocidad “v” (m/s)

La velocidad de los transportadores de tablillas se toma dentro de los límites entre 0,02 a 1,25 m/s, en dependencia del empleo del conductor y su diseño. Sin embargo, la velocidad utilizada en los transportadores de tablillas de aplicación general es de 0,1 a 0,4 m/s [1, 11, 15].

1.2.3. Ancho de las tablillas

El ancho de las tablillas se obtiene por las expresiones 1.1, 1.2 o 1.3 y se normalizan por la tabla 1.1.

Para el caso del conductor de tablillas sin bordes:

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{648 C_2 \cdot v \cdot \gamma \cdot \tan(0,4 \varphi)}} \quad (\text{m}) \quad 1.1$$

Donde:

Q : Capacidad en peso (kN/h)

γ : Peso de la unidad de volumen del material (kN/m^3)

v : Velocidad de la banda (m/s)

ϕ : Ángulo de reposo estático del material

C_2 : Factor de corrección que tiene en cuenta la disminución de la capacidad por inclinación del transportador (tabla 1.2) [7].

Tabla 1.2. Valores del factor C_2

Ángulo de inclinación del Transportador (grados)	Tipo de tablillas	
	Sin bordes	Con bordes móviles
Hasta 10	1,0	1,0
De 10 a 20	0,9	0,95
Más de 20	0,85	0,9

La utilización de tablillas con bordes se recomienda cuando la capacidad volumétrica del granel sobrepasa los $25 \text{ m}^3/\text{h}$. También es importante definir si se utilizan tablillas lisas u onduladas, y esto depende sobre todo de la tendencia que tenga el material a resbalar sobre la superficie del entablillado y que se acentúe cuando se utilizan pendientes pronunciadas en la transportación [10].

Para el caso de conductores de tablillas con bordes se selecciona de la tabla 1.3 [teniendo en cuenta la figura 1.7 b) o c)] una combinación de ancho de tablillas "B" y altura de los bordes "h" de manera que se cumpla la condición [10]:

$$900 \cdot B \cdot \gamma \cdot v (B \cdot C_2 \cdot \tan(0,4\phi) + 4 \cdot h \cdot \psi) \geq Q \quad (\text{kN/h}) \quad 1.2$$

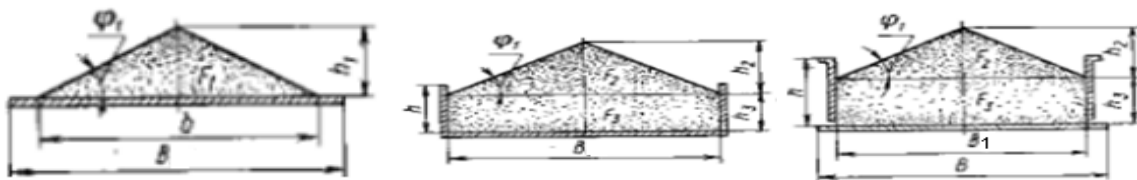
ψ : Eficiencia de llenado del entablillado, que se toma en el rango de 0,65 a 0,75 [8].

Tabla 1.3. Características de las partes móviles de los transportadores de tablillas

Ancho "B"	Altura	Espesor	Cadena de tracción	Peso de
-----------	--------	---------	--------------------	---------

del entablillado (m m)	de los bordes (m m)	del entablillado (m m)	Paso t (m m)	Fuerza de tracción admisible de dos cadenas (k N)	Diámetro del pasador “d” (m m)	un metro lineal de la parte m óvil (N /m)
4 0 0	1 0 0	4	2 5 0	1 1 , 2	1 3	4 5 0
				1 8 , 0	1 6	5 5 0
5 0 0	1 2 5		2 5 0	1 8 , 0	1 6	6 5 0
			3 2 0	2 8 , 0	2 0	8 0 0
6 5 0	1 6 0			3 2 0	4 5 , 0	2 4
			2 8 , 0		2 0	8 5 0
			4 0 0	4 5 , 0	2 4	1 0 0 0
				7 1 , 0	3 0	1 1 0 0
8 0 0	2 0 0	5	3 2 0	2 8 , 0	2 0	1 0 5 0
			4 0 0	7 1 , 0	3 0	1 3 0 0
				1 1 2 , 0	3 6	1 6 0 0
1 0 0 0	2 5 0		4 0 0	7 1 , 0	3 0	1 6 5 0
			5 0 0	1 1 2 , 0	3 6	1 9 0 0
1 2 0 0	3 2 0		4 0 0	7 1 , 0	3 0	2 2 0 0
			5 0 0	1 8 0 , 0	4 4	2 6 0 0

Las ecuaciones 1.1 y 1.2 se han obtenido considerando que el material ocupa aproximadamente el 85 % del ancho de la tablilla ($b \approx 0,85B$) y el ángulo de la base del triángulo $\phi_1 \approx 0,4\phi$ (figura 1.7).



a) Sin bordes

b) Con bordes móviles

c) Con bordes fijos

Figura 1.7. Sección transversal de la vena continua de materiales a granel

Cuando el material transportado está clasificado dentro del grupo de pedazos grandes y se deposita en el conductor a todo lo largo de este, se puede asumir que la carga forma una vena o capa rectangular sobre el entablillado [15].

En este caso los valores de "B" y "h" deben cumplir la condición:

$$3600 \cdot B \cdot h \cdot \gamma \cdot v \cdot \psi \geq Q \quad (\text{kN/h}) \quad 1.3$$

ψ : Eficiencia de llenado del entablillado, que se toma en el rango de 0,8 a 0,85.

El ancho de tablilla obtenido debe ser comprobado con la dimensión de la partícula representativa a' de acuerdo a las expresiones:

Para materiales no clasificados:

$$B \geq 1,7a' + 200 \quad (\text{mm}) \quad 1.4$$

Para materiales clasificados:

$$B \geq 2,7a' + 200 \quad (\text{mm}) \quad 1.5$$

1.2.4. Determinación de los pesos lineales

Primera mente se define el número de puntos en la traza. Se comenzará con el punto número 1 a la salida del sprocket motriz. Se tendrá un nuevo punto cada vez que se termine un tramo recto o que el órgano de tracción pase por un cambio de dirección o cualquier resistencia concentrada en general [3,7].

1.2.4.1 Determinación del peso lineal de la carga "q"

$$q = \gamma \cdot F \quad (\text{kN/m}) \quad 1.6$$

Donde:

γ : Peso del granel (kN/m^3) (tabla 1.4)

Para muestras no clasificadas la dimensión más representativa de la partícula (a') se considera el valor máximo del intervalo cuyo peso representa más del 10 % del peso total de la muestra. El tamaño máximo de la partícula se utiliza además en la selección del ancho apropiado de la banda, del tipo de rodillos para la zona de impacto de carga, de la forma y dimensiones de la tolva de carga.

La densidad del granel (ρ) es la masa de la unidad de volumen de la muestra de material (kg/m^3). El peso del granel (γ) se obtiene multiplicando la densidad por la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$) [1,10].

Tabla 1.4. Características físico-mecánicas de los materiales a granel

N°	Tipo de material	ρ kg/m ³	f_i^*	Ky [*]	τ_o^* (Pa)	$a_{m\acute{a}x.}$ (mm)	$V_{m\acute{a}x.}^*$ m/s	Φ (°)	$\beta_{m\acute{a}x}$ (°)	Abrasividad	Coeficiente de fricción externo (f)	
											Acero	Goma
1	Azúcar de caña	880-1400	≈ 1,19			3	3	45	22	moderada	0,6 ÷ 1	0,67
2	Avena	410-560				10	4	35	12	ligera	0,58	0,5
3	Cal	960-1050				3	3	43	23	ligera	--	0,65
4	Carbón de piedra	720-880	0,51-1,0	1,2	< 100	15	3	38	22	moderada	0,45-0,8	0,6
5	Cemento	1160-1590	0,5-0,84	1,2	< 150	1	3,5	35	20	moderada	0,65	0,64
6	Harina de trigo	450-700	0,57-1,16	1,1	50	1	3	45	21	ligera	0,49-0,65	0,85
7	Sal común fina	1120-1290	0,57-1,2	1,1	--	3	4	25	11	moderada	--	0,65
8	Trigo	720-770				10	4	28	12	ligera	0,6	--
9	Bagazo	122-200				--	--	47	--	ligera	0,75	0,6
10	Gravilla	1500-2000	0,49-1,0	--	--						0,58-1,0	
11	Aserrín (seco)	160-300	0,6-1,5	1,3	30-360		50				0,39-0,83	
f_i^* : Coeficiente de fricción interno del material τ_o^* : Resistencia inicial al deslizamiento Ky: Coeficiente de apisonamiento F: Área de la sección transversal de la vena $V_{m\acute{a}x.}$: Velocidad máxima de transportación continua del material (m ²)												

1.2.4.2. Determinación del peso lineal de las partes móviles “qo”

En la tabla 1.3 o en caso de no existir información suficiente por la ecuación:

$$q_o = \frac{60 \cdot B + A}{10000} \quad (\text{kN/m}) \quad 1.7$$

Donde:

B: Ancho de la tablilla (m)

A: Factor obtenido de la tabla 1.4

Tabla 1.5. Valores aproximados del factor A para tablillas onduladas de acero [8].

Tipo de tablillas	Factor A para tablillas con un ancho de:		
	B = 0,4 a 0,5 m	B = 0,65 a 0,8 m	B > 0,8 m
Ligero	40	50	70
Medio	60	70	100
Pesado	80	110	150
Para tablillas sin bordes, el valor de A debe ser disminuido en un 10-15 %			

Las tablillas ligeras se utilizan para manipular granulados o pequeños pedazos de material de peso pequeño, las tablillas medias para materiales de peso medio y las pesadas para materiales pesados con pedazos grandes [7].

Si se tienen los datos del fabricante se puede tomar "qo" directamente del catálogo o pesar directamente un metro de la parte móvil del conductor.

Tabla 1.6. Valores aproximados del factor de resistencia al movimiento w' para cadenas de planchetas de casquillo - rueda

Condiciones de operación	Características de las condiciones de operación	Factor w' para las ruedas	
		Con cojinetes de deslizamiento*	Con cojinetes de rodamiento
Favorables	Operación en un medio limpio y seco con ausencia de polvo abrasivo.	0,06 a 0,08	0,020
Medias	Operación en un medio interior, con presencia de cierta cantidad	0,08 a 0,10	0,030

	de polvo abrasivo y humedad normal del aire.		
Adversas	Operación en un medio exterior, gran cantidad de polvo abrasivo, exceso de humedad y otros factores que afectan negativamente el trabajo de los cojinetes.	0,10 a 0,13	0,045
*Los valores menores se refieren a cadenas pesadas con ruedas de gran diámetro.			

En esta investigación se comprueba experimentalmente el factor de resistencia al movimiento para obtener un valor apropiado a las condiciones reales de trabajo en el ingenio Ifraín Alfonso.

Tabla 1.7. Dimensiones y características principales de las cadenas de planchetas

Paso t (mm)	Ancho de la plancheta (mm)	Diámetro del pasador (mm)	Diámetro de la rueda (mm)	Carga de rotura (kN)	Peso de un metro de cadena (N)
200	50	20	90	200	187
250					162
320					139
250	60	24	110	300	261
320					220
400					193
320	75	30	130	500	346
400					296
320	90	36	150	700	506
400					434
320	110	44	180	1000	740
400					690

500					596
630					518

Tabla 1.8. Coeficientes f y k

Condiciones de trabajo del conductor	f para ruedas con cojinetes de		k (cm) ruedas con:	
	Deslizamiento	Rodamiento	Fundición en coquilla	Llanta elaborada
Ligeras, local seco y limpio, ausencia de polvo y de material esparcido	0,15	0,025	0,07	0,05
Medias, polvo no abrasivo, es posible el material en las guías, humedad moderada	0,20	0,04	0,09	0,06
Pesadas, polvo abrasivo, humedad elevada, esparcimiento considerable del material	0,25	0,06	0,12	0,08

Mientras mayor es el paso de la cadena para una misma tensión de rotura, es menor el número de eslabones y en consecuencia se simplifica el mantenimiento, ya que son menores los elementos a lubricar. Asimismo disminuye la masa y el costo de la cadena. No obstante, aumentan las cargas dinámicas, los radios de los sprockets, el momento torsor en el árbol motriz y por consiguiente también aumentan las dimensiones del sistema de accionamiento [8].

En la práctica no es común la utilización de cadenas con tensión de rotura mayor que 400-630 kN en los transportadores de tablillas, puesto que la estructura y el sistema de accionamiento resultan muy pesados [7, 8]. En estos casos se utilizan varios sistemas de accionamiento ubicados en diferentes lugares de la traza.

1.2.4.3. Resistencias en los tramos rectos

Cuando no se utilizan bordes estacionarios la resistencia en la zona cargada se obtiene por la expresión:

$$W_d = (q + q_0)(\pm L \cdot \sin(\beta) + L \cdot w' \cdot \cos(\beta)) \quad (\text{kN}) \quad 1.9$$

En la zona descargada:

$$W_d = q_0(\pm L \cdot \sin(\beta) + L \cdot w' \cdot \cos(\beta)) \quad (\text{kN}) \quad 1.10$$

Cuando la carga a granel se transporta en conductores de tablillas con bordes laterales estacionarios, deberá agregarse a las resistencias anteriores, la que se genera por la fricción del material sobre dichos bordes [11].

$$W_f = f \cdot h_b^2 \cdot \gamma \cdot L_b \cdot n_b \quad (\text{kN}) \quad 1.11$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción del material transportado con los bordes

h_b : Altura de los bordes que ocupa el material transportado (m)

L_b : Longitud de los bordes (m)

γ : Peso del granel (kN/m^3)

n_b : Coeficiente de presión lateral, que tiene en cuenta la disminución de la presión horizontal de la carga sobre los bordes como resultado de la interacción de las partículas del granel. Para cálculos aproximados se puede asumir igual a uno, sino, se calcula por la expresión [11]:

$$n_b = \frac{(v + 1,2)}{1 + 2f_l^2} \approx 0,6 \dots 0,9 \leq 1 \quad 1.12$$

v : Velocidad de la cadena (m/s)

ϕ : Ángulo de reposo estático del material

1.2.4.4. Resistencias concentradas en los sprockets y en las guías curvas

Las resistencias concentradas en los sprockets se determinan por la ecuación:

$$S_t = K \cdot S_s \quad (\text{kN}) \quad 1.13$$

Donde:

S_s : Tensión en el punto de entrada del sprocket

S_t : Tensión en el punto de salida del sprocket

K : Coeficiente de resistencia en los sprocket que se toma:

De 1,02 a 1,03 para ángulos de abrazado de 90 grados [6].

De 1,03 a 1,07 para ángulos de abrazado de 180 grados [6].

Las resistencias concentradas en las guías curvas se determinan por la ecuación:

$$S_t = S_s \cdot e^{w' \cdot \alpha} \quad (\text{kN}) \quad 1.14$$

Donde:

α : Ángulo entre los tramos de entrada y de salida

w' : Factor de resistencia al movimiento

1.2.4.5. Determinación del tiraje efectivo W_o

Para la determinación del tiraje efectivo se confecciona la tabla de tensiones de acuerdo a la tabla 1.9. Teniendo en cuenta que la tensión del órgano de tracción en cada punto "i" de la traza en el sentido de su movimiento es igual a la tensión en el punto inmediato anterior [12], más la resistencia originada en el sector entre dichos puntos se tiene:

$$S_i = S_{i-1} + W_{De(i-1) a i} \quad (\text{kN}) \quad 1.15$$

Donde:

S_i y S_{i-1} : Tensiones en los puntos i-1 e i

$W_{De(i-1) a i}$: Resistencia en la sección entre dichos puntos

Tabla 1.9. Tabla de tensiones

N° de la traza	Ecuación	Operaciones	Tensión en cada punto
1	$S_1 = S_s$	$S_1 = 500$	
2			
...			

El tiraje efectivo se calcula por la siguiente expresión:

$$W_o = S_t - S_s = S_{n+1} - S_1 \quad (\text{kN}) \quad 1.16$$

O si se incluye la resistencia concentrada del órgano motriz:

$$W_o = S_t - S_s + W_{motriz} \quad (\text{kN}) \quad 1.17$$

Donde:

S_s, S_1 : Tensión en el punto de salida del sprocket motriz

S_t, S_{n+1} : Tensión en el punto de entrada del sprocket motriz

W_{motriz} : Resistencia concentrada en el sprocket motriz que se toma:

$$W_{motriz} = (0,03 \dots 0,05)(S_t + S_s) \quad (\text{kN}) \quad 1.18$$

1.2.4.6. Determinación de la potencia necesaria para seleccionar el motor

La ecuación pertinente para este cálculo es:

$$N = 1.2 \frac{W_o \cdot v}{\eta_{trans}} \quad (\text{kW}) \quad 1.19$$

Donde:

W_o : Tiraje efectivo (kN)

v : Velocidad de la cadena (m/s)

η_{trans} : Eficiencia de la transmisión. Debe incluir las pérdidas en el sprocket motriz si se utiliza la expresión 1.14.

1.2.4.7. Determinación de las cargas dinámicas en las cadenas

Cuando existe un pequeño número de dientes en el sprocket, la tensión teórica (S_{teor}) debe incluir las cargas dinámicas que se originan en las transmisiones por cadenas para velocidades que superan 0,20 m/s [11]. Con ese valor se debe seleccionar definitivamente la cadena.

$$S_{teor} = S_{est} + S_{din} \quad (\text{kN}) \quad 1.20$$

Donde:

S_{teor} : Tensión estática de la cadena en el punto de entrada al sprocket motriz

S_{din} : Tensión dinámica de la cadena. Tiene en cuenta la carga dinámica de impacto que se produce cuando la rueda o casquillo de la cadena entra en contacto con el diente del sprocket y la carga dinámica que se produce debido a la variación de la velocidad que le imprime el sprocket conductor a la cadena [15]. Se calcula por la siguiente expresión:

$$S_{din} = 3m \cdot a_{max} \quad (\text{kN}) \quad 1.21$$

Donde:

m : Masa en movimiento (kg)

a_{max} : Aceleración lineal máxima que le imprime el sprocket conductor a la cadena. Se calcula por la siguiente expresión:

$$a_{max} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot v^2}{z^2 \cdot t} \quad (m/s^2) \quad 1.22$$

Donde:

v: Velocidad lineal de la cadena (m/s)

z: Número de dientes del sprocket conductor

t: Paso de la cadena (m)

La masa en movimiento del transportador se puede calcular por la expresión:

$$m = \frac{1000(q + C \cdot q_0)L}{g} \quad (kg) \quad 1.23$$

q y q₀: Masa de un metro de la carga y de las partes móviles del transportador (kN)

L: Longitud del transportador (m)

C: Coeficiente que tiene en cuenta que no toda la masa del transportador, sino solo un valor reducido de ella, es introducido en el cálculo (tabla 1.10).

Tabla 1.10. Valores del coeficiente C

C	L (m)
2	< 25
1,5	de 26 a 60
1,0	> 60

1.3. Comprobación de la resistencia de la cadena

1.3.1. Comprobación de la resistencia de la cadena a la tracción

Se calcula la tensión en una cadena por la ecuación:

$$S_{real} \approx k_i \cdot S_{teor} \quad (kN) \quad 1.24$$

El coeficiente k_i tiene en cuenta la distribución irregular de la carga entre las cadenas. Se obtiene de la tabla 1.11.

Tabla 1.11. Valores del factor k_i .

Número de cadenas	Valor de k_i
1	1
2	0,6 a 0,7
3	0,4 a 0,5

Se comprueba que:

$$[S] = \frac{S_{rot}}{K} \geq S_{real} \quad (kN)$$

Donde:

[S]: Tensión admisible o de trabajo. Se toma directamente del catálogo del fabricante de la cadena o se obtiene por la ecuación 1.26 a partir de la tensión de rotura: S_{rot} .

K: Factor de seguridad que depende del tipo de cadena y la inclinación del transportador:

- De 6 a 7: Para cadena de casquillos o ruedas y transportador horizontal [6].
- De 8 a 10: Para cadena de casquillos o ruedas y transportador inclinado [6].
- De 10 a 13: Para cadena desmontables [6].

La tabla 1.12 muestra la selección del factor de seguridad K.

Tabla 1.12. Factor de seguridad K

Lubricación	Condiciones de trabajo			
	Lim pio	M oderadament e lim pio	Sucio	Abrasivo
Regular	8	10	12	14
Ocasional	10	12	14	14
Ninguna	12	12	14	14

El factor de seguridad seleccionado de la tabla 1.12 es alto porque considera los siguientes aspectos:

1. Resistencia a sobrecargas producidas por la utilización de motores eléctricos sobredimensionados y/o por las condiciones de operación [7].
2. Resistencia a la deformación. Los aceros que se utilizan para la fabricación de las cadenas tienen el límite de fluencia aproximadamente de 0,5... 0,6 la resistencia última lo que obliga a utilizar un factor de seguridad que resulte en una tensión de trabajo menor que la tensión de fluencia [11].
3. Resistencia al desgaste. En este sentido el factor de seguridad limita la presión máxima entre el pasador y el casquillo. Así, por ejemplo, para un

valor de $K=8$ la presión admisible máxima resulta de 24 MPa, lo que se considera suficiente para este tipo de fallas [11].

1.3.2. Comprobación de la resistencia al desgaste

Se determina $S_{teor'}$ por la expresión:

$$S_{teor'} = S_{est} + k_1 \cdot S_{din} \quad (kN) \quad 1.26$$

Donde:

$S_{teor'}$: Tensión teórica sobre la cadena a los efectos del desgaste (kN)

S_{est} : Tensión estática máxima determinada en la distribución de tensiones (kN)

S_{din} : Tensión debida al efecto de cuerda (ecuación 1.22) (kN)

k_1 : factor que tiene en cuenta la no uniformidad del efecto de cuerda en cuanto a su repercusión sobre el desgaste. Se toma de 0,5 a 0,6 [5].

Determinación de la tensión en cada una de las cadenas ($S_{real'}$) en su influencia en el desgaste.

$$S_{real'} \approx k_i \cdot S_{teor'} \quad (kN) \quad 1.27$$

Donde:

$S_{real'}$: Tensión de cálculo sobre la cadena a los efectos de desgaste (kN).

$$A = (D + 2 \cdot k) F \quad (mm^2) \quad 1.28$$

Donde:

A: Área de desgaste del pasador en mm^2

D: Separación entre los eslabones interiores (mm) (figuras 1.8 y 1.9)

k: Espesor de las planchuelas laterales de la cadena (mm) (figuras 1.8 y 1.9)

F: Diámetro del pasador de la cadena (mm) (figuras 1.8 y 1.9).

Debe cumplirse que:

$$p = \frac{1000 \cdot S_{real'}}{A} \leq [p] \quad (MPa) \quad 1.29$$

Donde:

[p]: Presión admisible que soporta el pasador. Generalmente se asume igual a 24 MPa [6] o se toma de la tabla 1.13.

Tabla 1.13. Valores de la presión máxima

Tipo de acero	[P] MPa
---------------	---------

Acero sin tratamiento térmico	18,0
Acero cementado	25,0
Acero templado	45,0

Cuando se utilizan cadenas (figuras 1.8 y 1.9) con ruedas se debe comprobar además la presión entre la rueda y el casquillo [6]. La presión admisible para cadenas con velocidades de hasta 0,5m/s y con una limpieza y lubricación razonable se muestran en la tabla 1.14.

Tabla 1.14. Presión admisible para cadenas con ruedas

Material de la rueda	[P] MPa
Acero medianamente endurecido	1,8
Acero sinterizado con temple volumétrico	1,2
Hierro fundido	0,68

La comprobación al desgaste se realiza por la expresión:

$$p = \frac{(q + q_0)L \cdot \cos(\beta)}{A \cdot t} \leq [p] \quad (\text{MPa}) \quad 1.30$$

Aquí L se refiere a la longitud del tramo más cargado con menor ángulo de inclinación.

t: paso de la cadena (mm).

El área sometida al desgaste A se obtiene de las multiplicaciones anchas de la rueda por el diámetro exterior del casquillo.

1.4. Utilización de cadenas con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción de los transportadores de tablillas

Las cadenas con cojinetes de rodamiento se caracterizan por un bajo coeficiente de fricción que se refleja en un menor consumo de potencia, y en un aumento de su vida útil. En comparación con las cadenas con cojinetes de deslizamiento, se reduce la tensión de la cadena ya que el factor de resistencia al movimiento es menor. Asimismo, el movimiento del transportador resulta más estable ya que disminuyen los movimientos bruscos en la línea. Se logra además, una productividad más alta y disminuye las exigencias en la lubricación [16].

La utilización de cadenas con cojinetes de rodamiento en los órganos de tracción de los transportadores se ha constatado de las siguientes aplicaciones:

- La industria de automóviles: Se utiliza en la línea de ensamble de los automóviles de la firma TOYOTA, de esta manera se logra que la traslación de los vehículos sea de forma estable, además que disminuye el ruido y proporciona un mejor ambiente de trabajo [16].
- En la industria de reciclaje y en la industria del cemento: En estas industrias, el ambiente polvoriento que existe trae consigo paradas por mantenimiento en periodos cortos. La utilización de cadena con cojinetes de rodamiento reduce las exigencias en cuanto a la lubricación. Estas cadenas se lubrican una vez cada dos o tres meses en cinco años de funcionamiento [16].
- Industria de equipos electrodomésticos: La firma Packard Bell utiliza este tipo de cadenas en los transportadores de las líneas de pruebas. De esta manera, se consigue una mayor economía ahorrando solo en el consumo de energía [16].

En la industria azucarera no se ha constatado la utilización de cadenas con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción de los transportadores de tablillas. Sin embargo, este tipo de máquinas tiene una amplia utilización en esta industria. Por esta razón surge la interrogante de si es factible o no, desde el punto de vista económico, la utilización de dichas cadenas en los transportadores de tablillas de los ingenios azucareros.

Conclusiones Parciales

1. Los transportadores de tablillas se utilizan para el transporte continuo de materiales en diferentes aplicaciones. El diseño de estas máquinas debe garantizar la productividad deseada y la resistencia de la cadena que se utiliza como órgano de tracción.
2. El órgano de tracción en los transportadores de tablillas es generalmente una cadena con cojinetes de deslizamiento. Sin embargo, la utilización de cojinetes de rodamiento permite un aumento en la vida útil de la cadena ya que presenta poca fricción y menos desgaste, ejemplo de ello son las aplicaciones en la industria de automóviles, del cemento y del reciclaje.

3. En la industria azucarera los transportadores de tablillas se utilizan en diferentes etapas del proceso productivo. Sin embargo no se constató la utilización de cadenas con cojinetes de rodamiento en estas máquinas por lo que se necesita definir la factibilidad económica de esta solución.

Capítulo II. Selección y evaluación del transportador de tablillas

2.1. Selección del transportador objeto de estudio

Para estudiar la factibilidad de utilizar o no cadenas con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción de un transportador de tablillas se selecciona el transportador de tablillas número 2 del Ingenio Azucarero Ifraín Alfonso del municipio de Ranchuelo, provincia de Villa Clara, esencialmente porque tiene la forma constructiva más común en este tipo de máquinas. El sistema (basculador-molino) de este central está comprendido por dos gallegos y una picadora, el material transportado es caña de azúcar, la que viene ya cortada y saneada por combinadas y centros intermedios de limpieza y depuración de materias extrañas (piedras, desperdicios aceros y otros). El sistema de tracción está formado por cuatro hileras de cadenas del tipo SS1796 distribuidas a lo largo del transportador y paso 152.00 mm con una longitud de 130 m en total.

En la figura 2.1 se muestra el esquema del transportador. Se conocen además los siguientes datos:

- Material: Caña
- Peso específico: $\gamma = 3 \text{ kN/m}^3$
- Coeficiente de fricción con el acero: $f = 0,8$
- La velocidad que transporta la caña es de $0,086 \text{ m/s}$
- La geometría o traza del conductor y sus principales dimensiones se muestra en la figura 2.1

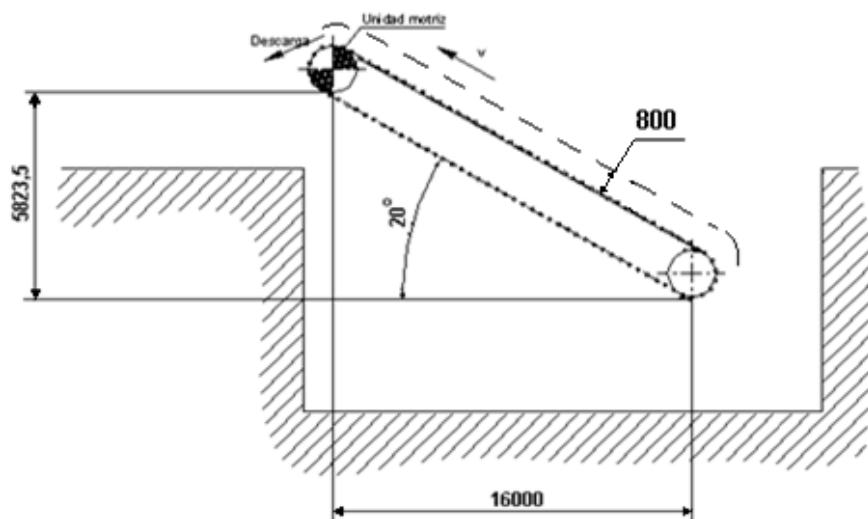


Figura 2.1. Conductor de tablillas de la UEB Ifraín Alfonso (estera número 2)

- Condiciones de operación: El transportador mueve la caña que se deposita en él hasta una tolva que alimenta otro transportador de tablillas, que a su vez suministra la caña a los molinos.

1. Tipo de cadena:

- Se utiliza la cadena SS1796 con pasador macizo y paso 152,00 mm:
- Con una carga de rotura 455 kN
- Peso de la cadena 25 kg/m

2. La unidad motriz se compone de un motor eléctrico que tiene los siguientes datos:

- Potencia nominal: 30 kW
- Velocidad nominal (n_M): 1180 rpm

3. Reductor por engranajes cilíndricos de dos pasos con una relación de transmisión total (u_R) de 31,5

- Ancho de las tablillas $B=1940$ mm
- Altura del colchón de caña $h=1,2$
- Separación entre los bordes fijos: 1900 mm
- Masa de un metro de las partes móviles del transportador (cadena más tablillas): 140 kg/m

El sistema de atesado es de tornillo extensor

2.2. Determinación del factor de resistencia al movimiento para la cadena con cojinetes de deslizamiento (w_{CD})

La determinación del factor de resistencia al movimiento para la cadena con cojinetes de deslizamiento se realiza de forma experimental. Para ello, se mide la fuerza necesaria para mover un eslabón de la cadena tal como se muestra en la figura 2.2. Al peso del eslabón se le adicionan sucesivamente otros pesos obteniéndose de esta forma la dependencia entre la fuerza y el peso arrastrado. Las mediciones se efectúan en dos direcciones para que la inclinación de la superficie por donde se desliza el eslabón de la cadena no influya en los resultados. Los resultados de las mediciones efectuadas se muestran en la tabla 2.1.



Figura 2.2. Medición del factor de resistencia al movimiento

Tabla 2.1. Dependencia entre la fuerza y el peso

No. de mediciones	Dirección de la medición	Peso (kg)	Media del Peso	Fuerza (kg)	Media de La fuerza
1	→	4,985	4,993	0,300	0,220
	←	5,000		0,140	
2	→	7,325	7,505	0,560	0,455
	←	7,685		0,350	
3	→	10,000	9,990	0,720	0,573
	←	9,980		0,425	
4	→	12,340	12,503	0,875	0,703
	←	12,665		0,530	
5	→	15,010	14,970	1,255	0,943
	←	14,930		0,630	
6	→	17,350	17,483	1,390	1,113
	←	17,615		0,835	
7	→	19,995	19,963	1,665	1,308

	←	19,930		0,950	
8	→	22,335	22,475	1,670	1,440
	←	22,615		1,210	
9	→	24,980	24,988	1,840	1,583
	←	24,995		1,325	
10	→	27,320	27,475	1,913	1,697
	←	27,630		1,480	
11	→	30,000	29,990	2,200	1,870
	←	29,980		1,540	
12	→	32,340	32,503	2,340	1,995
	←	32,665		1,650	
13	→	35,020	35,008	2,640	2,220
	←	34,995		1,800	

La dependencia experimental obtenida en la tabla 2.1 se muestra gráficamente en la figura 2.3. Se observa, tal como se esperaba, que la dependencia entre la fuerza y el peso arrastrado es lineal. El factor de correlación obtenido es de $R^2 = 0,994$ por lo que es bastante alta la correlación entre la fuerza y el peso [6]. En este gráfico, el factor de resistencia al movimiento w_{CD} es la tangente del ángulo de inclinación de la recta. El valor obtenido es de 0,062.

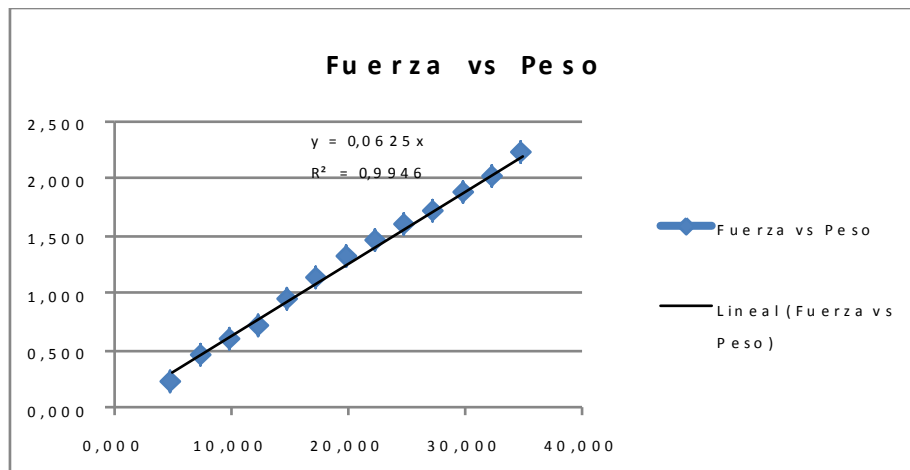


Figura 2.3 Gráfica de fuerza vs peso

Se presenta que el valor del coeficiente de resistencia al movimiento obtenido corresponde a la tabla 1.5 a condiciones de operación “favorables”. Se destaca que la medición del factor de resistencia al movimiento de la cadena con cojinete de rodamiento no se puede medir ya que no se dispone físicamente de la misma.

2.3. Evaluación del transportador

La velocidad del transportador es de 0,086 en datos obtenidos del central y está dentro de los límites generales de 0,02 a 1,25 m/s.

La capacidad de carga del transportador se calcula por la ecuación 1.3:

$$Q = 3600 \cdot B_1 \cdot h \cdot \gamma \cdot v \cdot C_2 \cdot \psi \quad (\text{kN/h})$$

Donde:

Altura del colchón de caña $h = 1,2$

B_1 : Distancia entre los bordes fijos (1,9 m)

$C_2 = 0,9$: Se toma de la tabla 1.2

Peso específico: $\gamma = 3 \text{ kN/m}^3$

ψ : Eficiencia de llenado del entablillado = 0,83

$$Q = 3600 \cdot 1,9 \cdot 1,2 \cdot 3 \cdot 0,086 \cdot 0,9 \cdot 0,83 = 1582 \text{ kN/h}$$

La capacidad en m^3/h :

$$Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) = \frac{Q \left(\frac{\text{kN}}{\text{h}} \right)}{\gamma} = \frac{1582}{3} = 527 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Aquí la utilización de bordes se justifica por el tipo de material. Si no se utilizan bordes no se puede considerar la sección transversal de la vena de material como rectangular.

2.3.1. Determinación de los pesos lineales

Primera mente se define el número de puntos en la traza. Se comienza con el punto número 1 a la salida del sprocket motriz. Se tiene un nuevo punto cada vez que se termina un tramo recto o que el órgano de tracción pasa por un cambio de dirección o cualquier resistencia concentrada en general.

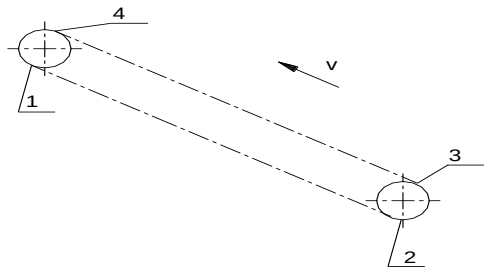


Figura 2.4. Puntos en la traza

2.3.2. Determinación del peso lineal de la carga “q”:

$$q = \gamma \cdot F = \gamma \cdot B_1 \cdot h = 3 \cdot 1,9 \cdot 1,2 = 6,8 \text{ kN/m}$$

2.3.3. Determinación del peso lineal de las partes móviles “qo”

$$q_o = \frac{140 \cdot g}{1000} = \frac{140 \cdot 9,8}{1000} = 1,4 \text{ kN/m}$$

El peso de las partes móviles se obtiene al medir un metro de las cadenas y las tablillas: 140 kg/m

2.3.4. Resistencias en cada segmento de la traza

En el tramo descargado 1-2:

$$W d_{1-2} = q_o (-L \cdot \sin(\beta) + L \cdot w_{CD} \cdot \cos(\beta))$$

La altura de descenso $[L \sin(\beta)]$ así como la traslación $[L \cos(\beta)]$ se toman de las dimensiones del transportador que se muestran en la figura 2.1.

$$W d_{1-2} = 1,4 (-5,82) + 16 \cdot 0,062$$

$$W d_{1-2} = -6,624$$

La fuerza de tracción S en el punto 2 de la traza:

$$S_2 = S_1 + W d_{1-2}$$

$$S_2 = S_1 - 6,624$$

La fuerza de tracción S en el punto 3 de la traza:

$$S_3 = S_2 \cdot K \rightarrow S_3 = S_2 \cdot 1,05 = 1,05(S_1 - 6,624)$$

$$S_3 = 1,05 \cdot S_1 - 6,95$$

$K = 1,05$: Se toma el valor medio para un ángulo de abrazado de 180° .

La resistencia en el tramo 3-4 (ecuación 1.9) para el movimiento del transportador con carga es:

$$W d_{3-4} = (q + q_0)(\pm L \cdot \sin(\beta) + L \cdot w_{CD} \cdot \cos(\beta)) + W_{f3-4}$$

$$W d_{3-4} = (6,8 + 1,4)(5,82 + 16(0,062)) + W_{f3-4}$$

$$W d_{3-4} = 55,94 + 26,2 = 82,2 \text{ kN}$$

W_{f3-4} : Representa la resistencia al movimiento debido a la fricción de la caña con las paredes del canal y a la resistencia provocada por la caída de la caña del transportador anterior.

De esta manera:

$$W_{f3-4} = f \cdot h_b^2 \cdot \gamma \cdot L_b \cdot n_b = 0,8 \cdot 0,8^2 \cdot 3 \cdot \frac{16}{\cos(20^\circ)} \cdot 1 = 26,2 \text{ kN}$$

Aquí la altura de los bordes que ocupa el material transportado es $h_b = h = 0,8 \text{ m}$ (figura 2.1). El coeficiente de presión lateral n_b para cálculos aproximados se asume igual a uno. El coeficiente de fricción para la caña y el acero se toma igual a 0,8.

La fuerza de tracción S en el punto 4 de la traza:

$$S_4 = S_3 + W d_{3-4} = 1,05 \cdot S_1 - 6,95 + 82,2 = 1,05 \cdot S_1 + 75,3$$

Se confecciona la tabla de tensiones de la forma siguiente:

Tabla 2.2. Tabla de tensiones para el transportador con cadenas con cojinetes de deslizamiento

N°	Ecuación	Operaciones
1	$S_1 = S_s$	$S_1 = 13,6 \text{ kN}$
2	$S_2 = S_1 - 6,6$	$S_2 = 13,6 - 6,6 = 7 \text{ kN}$
3	$S_3 = 1,05 \cdot S_1 - 7$	$S_3 = 1,05 \cdot 13,6 - 7,0 = 7,3 \text{ kN}$
4	$S_4 = 1,05 \cdot S_1 + 75,3$	$S_4 = 1,05 \cdot 13,6 + 75,3 = 89,6 \text{ kN}$

En la tabla anterior, la tensión mínima se encuentra en el punto número 2 de la traza del transportador. Se obtiene como se muestra a continuación:

La tensión mínima de la cadena debe ser mayor que el 5% de la tensión admisible. Para las cuatro cadenas se tiene:

$$S_{min} > 4 \cdot 0,05 \cdot [S] = 4 \cdot 0,05 \cdot 35 = 7 \text{ kN}$$

También S_{min} debe ser mayor que 0,5 kN por cada cadena:

$$S_{min} > 4 \cdot 0,5 = 2 \text{ kN}$$

Por tanto, en el punto 2 se tiene:

$$S_{min} = S_2 = 7 \text{ kN}$$

$$S_2 = S_1 - 6,6 = 7 \rightarrow S_1 = 13,6 \text{ kN}$$

La tensión de rotura y la tensión admisible, así como el factor de seguridad se toman del catálogo del fabricante [4].

$$[S] = \frac{S_{rot}}{K} = \frac{455}{13} = 35 \text{ kN}$$

2.3.5. Determinación del tiraje efectivo W_o del transportador cargado la (ecuación 1.17):

$$W_o = S_4 - S_1 + 0,04(S_4 + S_1)$$

$$W_o = 89,6 - 13,6 + 0,04(89,6 + 13,6) = 80,1 \text{ kN}$$

2.3.6. Se calcula la potencia de la máquina con carga:

$$N = 1,2 \frac{W_o \cdot v}{\eta_{trans}} = 1,2 \frac{80,1 \cdot 0,086}{0,98^2 \cdot 0,95 \cdot 0,98} = 9,24 \text{ kW}$$

Los valores de eficiencia de las transmisiones por engranajes del reductor así como de la transmisión por engranajes abierta se tomaron igual a 0,98. La eficiencia de la transmisión por cadenas se tomó igual a 0,95.

2.4. Cálculo del transportador con cadena con cojinetes de rodamiento

Se selecciona una cadena con cojinetes de rodamiento de manera que la tensión permisible de la misma sea similar a la tensión permisible de la cadena utilizada anteriormente. Se toma la cadena RF17200BR de la firma Tsubaki que tiene las siguientes características:

Paso: 200 mm

Tensión permisible: $[S] = 34,3 \text{ kN}$

Masa aproximada: 20 kg/m

En este caso, este coeficiente no se puede determinar experimentalmente ya que no se dispone físicamente de la cadena. El valor de este coeficiente se toma del catálogo del fabricante [16], y es igual a 0,03.

2.4.1. El peso de un metro del órgano de tracción se calcula de la siguiente forma:

$$q_o = \frac{20 \cdot 9,8}{1000} + \frac{(140 - 25) \cdot 9,8}{1000} = 1,3 \text{ kN/m}$$

La magnitud $(140 - 25)$ representa la masa de las partes móviles del transportador de la cadena con cojinetes de deslizamiento. En el tramo descargado 1-2 se tiene:

$$W_{d_{1-2}} = q_o (-L \cdot \sin(\beta) + L \cdot w_{CR} \cdot \cos(\beta))$$

$$W_{d_{1-2}} = 1,3 (-5,82) + 16 \cdot 0,03$$

$$W_{d_{1-2}} = -7,0 \text{ kN}$$

La fuerza de tracción S en el punto 2 de la traza:

$$S_2 = S_1 + W_{d_{1-2}}$$

$$S_2 = S_1 - 7,0$$

La fuerza de tracción S en el punto 3 de la traza:

$$S_3 = S_2 \cdot K \rightarrow S_3 = S_2 \cdot 1,05 = 1,05(S_1 - 7,0)$$

$$S_3 = 1,05 \cdot S_1 - 7,4$$

La resistencia en el tramo 3-4 (ecuación 1.9) para el movimiento del transportador con carga:

$$W_{d_{3-4}} = (q + q_o)(\pm L \cdot \sin(\beta) + L \cdot w_{CD} \cdot \cos(\beta)) + W_{f_{3-4}}$$

$$W_{d_{3-4}} = (6,8 + 1,3)(5,82 + 16(0,03)) + 26,2 = 77,2 \text{ kN}$$

La fuerza de tracción S en el punto 4 de la traza:

$$S_4 = S_3 + W_{d_{3-4}} = 1,05 \cdot S_1 - 7,4 + 77,2 = 1,05 S_1 + 69,8$$

Se confecciona la tabla de tensiones de la forma:

Tabla 2.3 Tabla de tensiones para el transportador con cadenas con cojinetes de rodamiento

N °	Ecuación	Operaciones
1	$S_1 = S_s$	$S_1 = 13,8 \text{ kN}$
2	$S_2 = S_1 - 7,0$	$S_2 = 13,8 - 7,0 = 6,8 \text{ kN}$
3	$S_3 = 1,05 \cdot S_1 - 7,2$	$S_3 = 1,05 \cdot 13,8 - 7,2 = 7,3 \text{ kN}$
4	$S_4 = 1,05 S_1 + 69,8$	$S_4 = 1,05 \cdot 13,8 + 69,8 = 84,3 \text{ kN}$

En la tabla anterior, la tensión mínima se encuentra en el punto número 2 de la traza del transportador. Se obtiene lo que se muestra a continuación:

La tensión mínima de la cadena debe ser mayor que el 5 % de la tensión admisible. Para las cuatro cadenas se tiene:

$$S_{min} > 4 \cdot 0,05 \cdot [S] = 4 \cdot 0,05 \cdot 34,3 = 6,8 \text{ kN}$$

También S_{min} debe ser mayor que 0,5 kN por cada cadena:

$$S_{min} > 4 \cdot 0,5 = 2 \text{ kN}$$

Por tanto, en el punto 2 se tiene:

$$S_{min} = S_2 = 6,8 \text{ kN}$$

$$S_2 = S_1 - 7,0 = 6,8 \rightarrow S_1 = 13,8 \text{ kN}$$

2.4.2. Determinación del tiraje efectivo W_o del transportador cargado

$$W_o = S_4 - S_1 + 0,04(S_4 + S_1)$$

$$W_o = 84,3 - 13,8 + 0,04(84,3 + 13,8) = 74,4 \text{ kN}$$

2.4.3. Se calcula la potencia de la máquina con carga

$$N = 1,2 \frac{W_o \cdot v}{\eta_{trans}} = 1,2 \frac{74,4 \cdot 0,086}{0,98^2 \cdot 0,95 \cdot 0,98} = 8,58 \text{ kW}$$

Se observa que el consumo de potencia del transportador con cadena con cojinete de rodamiento es menor, aunque la diferencia no es muy grande.

2.5. Verificación de los cojinetes de rodamiento

Los cojinetes de rodamiento se comprueban comparando la carga normal (F_r) que estos soportan con la fuerza admisible $[F]$ que ofrece el catálogo del

fabricante [16]. La fuerza radial sobre cada cojinete de rodamiento se calcula al multiplicar la carga en un metro de longitud del transportador por el paso de la cadena. Asimismo se afecta el valor obtenido por cuatro ya que esta es la cantidad de hileras utilizadas en el órgano de tracción del transportador.

$$F_r = \frac{(q + q_0) \cdot t}{4} \leq [F]$$

$$F_r = \frac{(6,8 + 1,3) \cdot 0,2}{4} = 0,41 \text{ kN} \leq [14,1]$$

Se observa que los cojinetes resisten sin dificultad.

2.6. Cálculo del ahorro en el consumo de potencia

El ahorro en el consumo de potencia está dado por la diferencia entre las potencias consumidas por el transportador con cojinetes de deslizamiento y el transportador con cojinetes de rodamiento.

$$\Delta N = 9,24 - 8,58 = 0,66 \text{ kW}$$

2.6.1. Cálculo del efecto económico

El efecto económico de la sustitución de la cadena con cojinetes de deslizamiento por una cadena con cojinetes de rodamiento está dado por el ahorro en el consumo de potencia, por la diferencia en los precios de ambas cadenas, así como también por la diferencia en la vida útil de las mismas.

Se conocen los siguientes datos:

- Precio de la cadena con cojinetes de deslizamiento: 50 USD/m [15]
- Precio de la cadena con cojinetes de rodamiento: 45 USD/m [15]
- Vida útil de la cadena con cojinetes de deslizamiento: $l_{hcd} = 26000$ horas [6]
- Vida útil de la cadena con cojinetes de rodamiento: $l_{hcr} = 43800$ horas [10]

El cálculo del efecto económico se realiza para una zafra. Se asume la duración de la misma de 100 días. Se considera que el transportador trabaja de forma continua durante todo este periodo.

En la tabla 2.4 se muestran las tarifas para el cobro del consumo de energía eléctrica al sector industrial. Estos datos fueron obtenidos en la empresa eléctrica de Cuba [14].

Tabla 2.4. Tarifa del consumo de energía eléctrica para el sector industrial

Horario	Tarifa ($\frac{\text{CUP}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$)
De 6 pm a 10 pm	0,215
De 10 pm a 6 am	0,1372
De 6 am a 6 pm	0,1566

Se calcula el costo de la energía eléctrica que se ahorra para un día de trabajo:

$$E_{\text{dia}} = (0,215 \cdot 4 + 0,1372 \cdot 8 + 0,156 \cdot 12)0,66 = 2,53 \frac{\text{CUP}}{\text{dia}}$$

El costo de la energía eléctrica que se ahorra en una zafra:

$$E_{\text{zafra}} = E_{\text{dia}} \cdot 100 = 253 \text{ CUP}$$

El costo total de las cadenas es el siguiente:

- Para la cadena con cojinetes de deslizamiento:

$$C_{\text{CD}} = 50 \cdot 130 = 6500 \text{ CUP}$$

- Para la cadena con cojinetes de rodamiento:

$$C_{\text{CR}} = 45 \cdot 130 = 5850 \text{ CUP}$$

En el cálculo anterior se ha asumido: $1 \text{ CUP} = 1 \text{ CUC} = 1 \text{ USD}$

Esta circunstancia hace que el resultado obtenido carezca de un valor práctico.

En esta investigación el cálculo se realiza de esta forma ya que es la manera en que está establecida en nuestro país.

El costo que representa la utilización de las cadenas en una zafra es el siguiente:

- Para la cadena con cojinetes de deslizamiento:

$$C_{\text{CD}_{\text{zafra}}} = \frac{C_{\text{CD}}}{l_{\text{hcd}}} 100 \cdot 24 = \frac{6500}{26000} 100 \cdot 24 = 600 \text{ CUP}$$

- Para la cadena con cojinetes de rodamiento:

$$C_{\text{CR}_{\text{zafra}}} = \frac{C_{\text{CR}}}{l_{\text{hcr}}} 100 \cdot 24 = \frac{5850}{43800} 100 \cdot 24 = 322 \text{ CUP}$$

De esta manera, el efecto económico que produce la sustitución de la cadena con cojinetes de deslizamiento por una cadena con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción del transportador de tablillas resulta:

$$E = 253 + 600 - 322 = 531 \text{ CUP}$$

De esta manera, el efecto económico obtenido para una zafra en el transportador estudiado es de 531 CUP. Como se indicó anteriormente, este valor carece de un sentido práctico ya que se ha considerado el valor del CUP y el CUC iguales. Por esta razón se calcula a continuación el efecto económico en CUC. Para ello se considera el costo de 1 kW · h de energía igual al costo del combustible necesario para su generación.

Según [14], la tonelada equivalente de petróleo es una unidad de energía que equivale a la energía que rinde una tonelada de petróleo. Su valor varía según la composición química de este, aquí se toma convencionalmente el valor medio de: 11 630 kW · h. Por otro lado, se conoce que la masa de un barril de petróleo es igual a aproximadamente 130 kg [14]. De esta manera, la energía que rinde un barril de petróleo es:

$$E_{\text{barril}} = \frac{11\,630}{1\,000} 130 = 1\,512 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

Por tanto, el costo de 1 kW · h de energía eléctrica por el concepto del consumo de petróleo solamente es:

$$E_{\text{petróleo}} = \frac{50}{1\,512} = 0,03 \frac{\text{CUP}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

Aquí se ha considerado el precio actual del barril de petróleo que es alrededor de 50 USD.

El costo de la energía eléctrica que se ahorra en una zafra en CUC por concepto del ahorro del combustible es:

$$E_{\text{zafra}} = 0,03 \cdot 0,66 \cdot 100 \cdot 24 = 48 \text{ CUC}$$

El efecto económico que produce la sustitución de la cadena con cojinetes de deslizamiento por una cadena con cojinetes de rodamiento en el órgano de tracción del transportador de tablillas resulta entonces:

$$E = 48 + 600 - 322 = 327 \text{ CUC}$$

El efecto económico de 327 CUC considera la diferencia en los costos de la cadena. Es decir, el precio de la cadena con cojinetes de rodamiento que se encontró es menor que el precio de la cadena con cojinetes de deslizamiento. Así, si se considera el ahorro económico solamente por la disminución del coeficiente de fricción, el efecto económico sería solamente de 48 CUC en una zafra, o sea, es bien pequeño. Por esta razón, se considera que no es factible

esta inversión, teniendo en cuenta sobre todo que en el estudio realizado no se han considerado otros aspectos que aumentan el costo, tales como la fabricación de nuevos sprockets y el montaje de las tablillas.

Conclusiones Parciales

1. El cálculo de tracción del transportador de tablillas demostró que el mismo consume una potencia de 9,24 kW cuando la cadena es de cojinetes de deslizamiento. Si se utiliza una cadena con cojinetes de rodamiento el consumo disminuye a 8,58 kW. El ahorro en el consumo de potencia es de 0,66 kW solamente.
2. El efecto económico obtenido por la disminución en el consumo de potencia es de 48 CUC solamente, por lo que no se recomienda realizar la sustitución de la cadena con cojinetes de deslizamiento por una cadena con cojinetes de rodamiento.

CONCLUSIONES

1. Los transportadores de tablillas se utilizan para el transporte continuo de materiales en diferentes aplicaciones, por lo cual aportan al proceso productivo en el que están incluidos, en este caso, el sector azucarero.
2. En la industria azucarera el órgano de tracción en los transportadores de tablillas es generalmente una cadena con cojinetes de deslizamiento. Sin embargo, comparada con una cadena de cojinetes de rodamiento presenta una disminución en la vida útil de la cadena ya que presenta mayor fricción y desgaste.
3. El cálculo de tracción del transportador de tablillas demostró que la cadena de cojinetes de deslizamiento consume una potencia de 9,24 kW. Mientras que si se utiliza una cadena con cojinetes de rodamiento el consumo disminuye a 8,58 kW, por tanto el ahorro en el consumo de potencia es de 0,66 kW solamente.
4. El efecto económico obtenido por la disminución en el consumo de potencia es de 48 CUC solamente, por lo que no se recomienda realizar la sustitución antes propuesta.

RECOMENDACIONES

- Divulgar el resultado obtenido entre los trabajadores de la industria azucarera cubana para que así no se insista sobre esta temática nuevamente en el futuro.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Documentos digitales de la Empresa Azucarera Villa Clara.
2. E.P.Castellanos, Curso de Transportadores Industriales. Centroazúcar, 1997.
3. Guerra, J.M.O., Conferencia de Máquinas Transportadoras, Editorial Félix Varela, La Habana, 1997
4. King, J., Cadenas para la industria azucarera, J.King & Company, John King USA Inc., 2015.
5. López Arenales, Juan Carlos, "Cojinetes (Rodamientos). Teoría y aplicación", disponible en <http://biblio3.url.edu.gt/Libros/2013/ing/pim/6.pdf> (consultado el 2 de febrero de 2016).
6. Metodología de cálculo de los transportadores de tablillas y rastrillo, disponible en <http://www.monografias.com/trabajos14/valoracionenergetica/valoracionenergetica.shtml> (consultado el 2 de febrero de 2016).
7. N.Reshetov., D., *Elementos de máquinas*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985,
8. O.d.H.d.l., *La Agroindustria en Cuba* in 2, M.d. Azúcar, Editorial Pueblo y Educación, 1987.
9. Oriol, J et al. "Máquinas de Transporte Continuo". Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana, 1988.
10. Oriol, J.M., *Conferencias sobre máquinas transportadoras*, Editorial Félix Varela, La Habana, 1993.
11. O.Spivakovskim, B., *Máquinas transportadoras*. Construcción de Máquinarias. 1986, Moscú.
12. Pajer, j, Kurt. A.; *Transportadores y más*, Editorial Verlag, Berlín, 1985.
13. Paneque, P. "Elementos de Máquinas y Transportadores II" Facultad de Mecanización. ISCAH. La Habana, 1994.
14. "Precios y el sistema para la formación de las Tarifas Eléctricas para el sector no residencial", en *RM-8/11*, Gaceta de Cuba, 2011.
15. "Precios", disponible en: <https://message.alibaba.com/message/default.htm#feedback/detail/all/> (Consultado el 10 de enero de 2016).

16. R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, ed. t.2, Editorial PEARSON, México, 2006.
17. TSUBAKI., Bearing Roller Conveyor Chain. 2016.