



**UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS**  
**VERITATE SOLA NOBIS IMPONETUR VIRILISTOGA. 1948**

Facultad de Ingeniería Mecánica.  
**Departamento de Mecánica Aplicada y Dibujo.**

## Trabajo de Diploma

TÍTULO: Diagnóstico de los sistemas de transportación de sólidos en los CAI Heriberto Duquesne, Carlos Baliño, José María Pérez y Héctor Rodríguez de la provincia de Villa Clara.

**Autor: Michel Machado Duménigo**  
**Tutor: Dr. Eusebio Pérez Castellanos**  
**Año: 5to**

**CON SU ENTRAÑABLE TRANSPARENCIA**



## **Resumen:**

En este trabajo se desarrollo un diagnóstico de todo el sistema de transportación de materiales sólidos en varias fábricas de azúcar de la provincia de Villa Clara. Todas las fábricas fueron visitadas. Además se interactuó de varias formas con el grupo técnico de cada una de ellas para la toma de datos para llevar a cabo este proyecto. Posteriormente todos estos datos de interés se insertaron en hojas de cálculos de Excel en la cual se le aplicó la metodología aplicada. Las recomendaciones sugeridas según los resultados de los cálculos pueden ser de gran ayuda para el grupo técnico de la fábrica.

## **Abstract:**

In this work one diagnose on the continuous conveyor system for solids materials in several sugar factories in Villa Clara was made. All the factories were visited. A interview with the technical group of each factory took place. In these activity all the datas about the conveyor system in the sugar mill were taken. After that such datas were insert in Excel calculus pages and the diagnose of each equipment was made. The recommendation which resulted of these calculus will be a big help for the technical group of the fabric.

## ÍNDICE

Capitulo I ESTADO DEL ARTE.....	5
I.1 Reseña histórica de los transportadores continuos de sólidos en la Industria azucarera cubana. ....	5
I.2 Antecedentes a la situación actual.....	5
I.3 Búsqueda y uso de la Internet.....	12.
Conclusiones Parciales.....	13
Capitulo II: DIAGNÓSTICO DE LOS TRANSPORTADORES DE SÓLIDOS.....	14
II.1 Introducción.....	14
II.2 Metodología de diagnóstico para transportadores de tablillas.....	14
II.2.1 Capacidad.....	14
II.2.2 Tensiones.....	16
II.2.3 Potencia.....	19
II.2.4 Cálculos de comprobación.....	20
II.3 Metodología de diagnóstico para transportadores de rastrillo.....	24
II.3.1 Capacidad.....	24
II.3.2 Tensiones.....	27
II.3.3 Potencia.....	29
II.3.4 Cálculo de comprobación de la cadena.....	31
II.4 Metodología de diagnóstico para transportadores de banda.....	34
II.4.1 Capacidad.....	34
II.4.2 Tensiones.....	36
II.4.3 Potencia.....	39
II.4.4 Cálculos de comprobación de la banda.....	39
Conclusiones Parciales.....	42
Capitulo III: APLICACIÓN DE LAS METODOLOGIAS DE DIAGNÓSTICOS AL SISTEMA DE TRANSPORTACION DE SÓLIDOS.....	43
III.1 Introducción.....	43
III.2 Ejemplos de diagnósticos de transportadores. Montaje de escenarios en hojas de cálculos de Excel.....	44
III.2.1 Transportador de caña # 1 de la Empresa Azucarera Carlos Baliño.....	44
III.2.2 Transportador de bagazo # 1 de la Empresa Azucarera H. Duquesne.....	48
III.2.3 Transportador de azúcar # 1 de la Empresa Azucarera José Maria Pérez...52	
III.2.4 Análisis de los resultados obtenidos .....	56

Conclusiones Parciales.....	58
Conclusiones Generales.....	59
Recomendaciones.....	60
Bibliografía.....	61

## Capitulo I: Estado del arte

### **I.1 Reseña histórica de los transportadores continuos de sólidos en la Industria azucarera cubana.**

En general la transportación continua de sólidos a escala global surgió a mediados del siglo XIX con la necesidad de manipular grandes cantidades de carbón y mineral de hierro para las fundiciones que surgieron, sobre todo en Inglaterra y Alemania con la Revolución Industrial.

Por su parte la industria azucarera cubana comienza su desarrollo a gran escala a principios del siglo XIX, llegaron a existir mas de 250 trapiches en todo el país pero la alimentación era manual. Lo que se obtenía era mascabado y el material residual no era bagazo propiamente dicho sino un material similar al que se obtiene hoy en día en las guaraperas, el cual se trasladaba en carretillas hasta la hoguera donde se cocinaba el jugo. Este sistema era muy similar al que aún se conserva en los trapiches pequeños de Centroamérica y Suramérica los cuales fabrican panela y alcohol artesanal.

En Cuba el surgimiento de las guerras del 68 y del 95 trajo consigo reducciones considerables en la producción ya que los mambises utilizaron la táctica de destruir y quemar los centrales azucareros ya existentes para así privar a la economía colonial de su principal fuente de sustento, pero ya al final de siglo XIX y sobre todo desde principio del siglo XX el pujante capital norteamericano en plena expansión comenzó su penetración económica en Cuba.

Con la explosión del Maine y la posterior intervención por parte de los Estados Unidos en la guerra se ven frustrados los planes y las ansias de libertad del pueblo cubano.

El 20 de mayo de 1902 se estableció la supeditación de la isla a los intereses norteamericanos no solo económicos sino también políticos .Este estado de cosas duró hasta el primero de enero de 1959.

Pero los ingenios norteamericanos construidos entre 1902 y 1930 eran montados con las más modernas técnicas de la época. La caña se transportaba hasta los molinos con transportadores de tablillas, las mismas eran de madera dura, pero alrededor de 1930 comenzó en el mundo la instalación de cuchillas picadoras de caña en la preparación de la materia prima. Con estos equipos se consiguieron

aumentos sustanciales en la capacidad de molienda y en la extracción de los tambores, pero las tablillas no cumplían adecuadamente el rol de sufrideras para el trabajo de las cuchillas y por otra parte permitían el paso de trozos de caña hacia la zona entre la rama superior y la inferior. Posteriormente se comienzan a construir tablillas de chapas de acero onduladas, más rígidas y que tenían una montura curva entre tablilla y tablilla lo que disminuyó en gran parte la introducción de pedazos de caña entre ellas.

Para aliviar el trabajo humano la Revolución introdujo la mecanización en la cosecha de la caña de azúcar y esto trajo consigo la introducción de gran cantidad de tierra a la industria y ha creado problemas con la acumulación de materia extraña (sobre todo tierra) en los conductores de caña. Este es un gran problema que ha creado diversas dificultades en las cadenas de rodillos de las esteras, que tienden a cubrirse de tierra y en ese caso los rodillos no giran y la fricción pasa a ser de rodadura a deslizamiento con el consiguiente aumento de la tensión sobre la cadena, así como disminución de su vida útil e incremento de los consumos de energía. Debido a esto se han introducido sistemas de limpieza de la cadena (utilizando agua caliente o vapor) y posteriormente engrase a presión, pero esto trae consigo la deficiencia adicional de que con el agua caliente o el vapor los rodillos y los bujes tienden a oxidarse. Aún cuando las combinadas modernas disminuyen bastante la materia extraña que va hacia la industria este es un problema no totalmente resuelto en los transportadores de caña y requiere una atención permanente del personal de mantenimiento.

Por su parte los transportadores de rastrillos han sido un elemento indispensable en la transportación del bagazo. El sistema original poseía rastrillos de madera y la canal también era del mismo material. La escasez de este material en Cuba y en el mundo hizo necesaria la sustitución de la madera por chapas de acero en las canales. Hace aproximadamente tres décadas la escasez de madera en el mundo hizo crisis, se comenzaron a sustituir rastrillos de madera por tubos o vigas de aceros. Si bien es cierto que esta medida ha disminuido la frecuencia de rotura en los elementos de arrastres, pero ahora las roturas son mucho más graves ya que una vez que ocurren aunque sea de manera esporádica los resultados inciden directamente sobre la cadena de forma catastrófica ya que la madera se convertía en un elemento fusible una vez que se rompía un rastrillo y al construirlo de acero

dichas roturas involucran a los pedestales y toda la unidad motriz, con lo cual el tiempo perdido en la industria es mucho mayor.

Estos transportadores de cadenas requieren de una alineación muy precisa de todos los componentes (árboles, sprockets motrices y de retorno y de la propia cadena) así como una revisión periódica de todos sus elementos y una lubricación frecuente. En los casos en que estas medidas no se han cumplido rigurosamente se han producido interrupciones operativas y roturas frecuentes que han atentado contra la buena marcha de la zafra.

En cuanto a los transportadores de banda se emplean fundamentalmente para azúcar a granel. Antes del triunfo de la revolución el azúcar se envasaba en sacos de yute de 13 arrobas o sea 325 libras que es lo mismo que 147 kg. El traslado de estos sacos en los almacenes de azúcar y en los puertos constituía una tarea inhumana. Con el triunfo revolucionario se introdujeron sistemas de granel en dichos almacenes y puertos. Este sistema trajo consigo la necesidad de elevadores de cangilones y transportadores de bandas, estos son equipos de altas velocidades y que pueden alcanzar grandes capacidades de transportación, cuando se tienen en cuenta las normas necesarias para su correcto funcionamiento pueden durar varios años sin requerir un mantenimiento capital pero requieren de un personal mínimo que conozca los elementos indispensables que resultan necesarios para su chequeo, mantenimiento y conservación sistemática.

La versatilidad de los transportadores de banda ha hecho que en la actualidad surja una tendencia de sustituir los transportadores de rastrillos por transportadores de banda en la transportación de bagazo.

En los países donde no se emplean cuchillas picadoras para la preparación de la caña sino desfibradoras y la preparación de la misma no se realiza sobre la estera o sea que se procesa dentro de dicha desfibradora, se han empleado con éxito los transportadores de banda para la manipulación de la caña. Estas medidas han traído consigo disminuciones sustanciales en los costos de mantenimiento así como en el índice de consumo de energía (IC) en kW-h/tonelada.

En cuanto a la situación actual de los transportadores continuos de sólidos en la industria azucarera cubana, esta rama ha enfrentado situaciones similares a las que se han presentado en las demás esferas económicas del país:

- Aumentos de gran magnitud en el costo de los insumos y piezas de repuestos, muchas de las cuales se importan del exterior.

- Disminución de los precios del azúcar en el mercado mundial en contraste con los precios del petróleo. Por otra parte el compañero Fidel ha planteado en reiteradas ocasiones la disminución drástica de la cantidad de petróleo que se puede adquirir hoy en día con la venta de una tonelada de azúcar.
- En el caso de Cuba estas situaciones se han visto agravadas por el bloqueo a la isla que dura más de 50 años y desde hace casi 20 años por la caída del campo socialista y la desintegración de la URSS. Estos dos acontecimientos históricos trajeron en su momento la desaparición de las posibilidades del país de tener un sitio a donde exportar azúcar y de donde obtener los insumos, recursos y las piezas de repuestos.

Estas situaciones obligaron a un redimensionamiento de la industria azucarera con el posterior cierre de un gran número de fábricas. En dichas condiciones muchos equipos han dejado simplemente de funcionar y otros han cambiado las condiciones en las que operan, variando sus capacidades. Esto requiere un análisis detallado en cada fábrica de los nuevos escenarios de operación y que se toman las medidas necesarias para adecuar las características de cada equipo a los requerimientos actuales.

A todo lo anterior se une el hecho de que en algunas fábricas el personal que opera y da mantenimiento a estos transportadores no se encuentra preparado desde el punto de vista técnico o de experiencia para enfrentar estas situaciones. Por todo lo anterior resulta de gran importancia la preparación de este personal en la realización de diagnósticos que le permitan conocer en qué condiciones se encuentra cada uno de los equipos y qué cambios es necesario llevar a cabo con el fin de enfrentar la situación actual.

## **I.2 Antecedentes a la situación actual:**

En el MINAZ por decirlo de alguna manera nunca se ha logrado inculcar una cultura enmarcada hacia el ahorro de recursos, en este caso la energía, así como saber si verdaderamente sus equipos, en el caso que nos ocupa los transportadores industriales, cumplen con su designación de servicio de una manera eficiente. Esto es algo que no se cumple, solo se tiene en cuenta que el equipo no sea una causa de pérdida de tiempo por paradas del CAI en molienda. Por todo esto es muy frecuente ver en varias empresas agroindustriales todo tipo de deficiencias en la explotación de dichos medios lo cual sin duda alguna influye negativamente contra la economía del país así como lo que le cuesta al mismo y los recursos que destina para llevar a cabo la zafra que siempre ha sido un renglón de gran importancia en Cuba. Existen varios estudios sobre el diagnóstico de los más diversos tipos de transportadores que podemos encontrar en la industria para así detectar los problemas existentes y poder dar una recomendación para mejorar el mismo técnicamente como es el caso del tema que le ocupó al Ing. Robinson Sorí Peña en su tesis de grado en la cual realizó el diagnóstico de todo el sistema de transporte de bagazo en el CAI Heriberto Duquesne, así como la gran experiencia sobre el tema de profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UCLV como son el Dr. Eusebio Pérez Castellanos y el Msc. Pedro Pablo Hidalgo.[15]

Por otra parte como una necesidad de solución a todos los problemas existentes en este organismo se está llevando a cabo la reapplicación de las antiguas normas técnicas [12], instrucciones y documentos los cuales fueron confeccionados desde los primeros años de la Revolución, considerándose en aquellos momentos el MINAZ como el organismo que mejor organización de trabajo en este sentido tenía al compararlo con otras entidades. Posteriormente a partir de la década de los años 90 y hasta la actualidad esta actividad de la base técnica se ha ido degradando, trayendo como consecuencia que se ha considerado por los expertos que la industria por lo general había llegado a un punto crítico en la actividad de mantenimiento y operación. Esto ha originado que la máxima dirección del Ministerio ha priorizado en estos momentos la actividad de capacitación a los

distintos niveles desde el mecánico u operador hasta los técnicos, especialistas e ingenieros en el tema. [9, 11 y 16]

Según estudios y cálculos estadísticos en la sala en la sala de análisis a nivel nacional se puede concluir que existen dos grandes vertientes en las cuales existen los problemas de roturas con mayor frecuencia que son en la planta moledora y en el área de generación de vapor, destacándose en cada una de estas los conductores de caña y así mismo los de bagazo.

### **Planteamiento del problema:**

Desconocimiento por parte de una gran cantidad de técnicos e ingenieros sobre las características técnicas de los equipos transportadores de sólidos en la industria azucarera y de las condiciones en que operan, lo que lleva a dificultades en la operación y baja eficiencia técnica y energética.

### **Hipótesis:**

Mediante la aplicación de un sistema de diagnóstico a los equipos de transportación de sólidos en el MINAZ se puede lograr una mejor eficiencia técnica y energética de los mismos.

### **Objetivo general:**

Elevar la eficiencia desde el punto de vista tecnológico y energético en los sistemas de transportación de sólidos existentes en dichas empresas.

### **Objetivos específicos:**

- Montaje de los cálculos de diagnósticos en hojas Excel, creando una fuerte herramienta para el personal responsable para futuros estudios y cálculos.
- Poner al descubierto las deficiencias cuya erradicación permita mejorar técnicamente los equipos para una correcta y eficiente explotación, si se toman las medidas que se recomiendan.

### **Justificación:**

La justificación de este trabajo se basa en la necesidad de realizar un cálculo de diagnóstico donde resalten las deficiencias existentes sobre todo desde el punto de vista energético debido a los grandes consumos de potencia eléctrica por equipos sobredimensionados y la necesidad de capacitar al personal pertinente de la gran importancia que hay que atribuirle a este tipo de tarea para trabajos posteriores tanto en la empresa como en otras o sea crear una cultura de ahorro y optimización a modo general de los sistemas de transportación.

### **Viabilidad:**

El mismo es en su totalidad viable desde el punto de vista que toda la metodología puede ser aplicada en herramientas matemáticas y de cálculo tales como el Excel y una vez aplicada para un caso puede ser aplicada en un futuro a otro equipo con semejanzas en su geometría o sea sería la introducción de datos solamente, siendo de gran utilidad. Por otra parte las decisiones que sean tomadas para el mejoramiento del mismo por parte de la empresa son aplicables, solo depende del empeño que ponga sobre el problema la dirección de la misma.

### **Marco teórico:**

Para llevar a cabo el desarrollo del trabajo se procedió al previo estudio de todas la metodologías de cálculo existentes en la Universidad Central de la Villas para transportadores como banda, rastrillos y tablillas las cuales, son el fruto de años de experiencia de un grupo de profesores que estudian y trabaja sobre la base de este tema [15], así como la interacción directa con varios técnicos del MINAZ , las mismas fueron aplicadas primeramente a dos empresas y posteriormente a otras dos, completando la cifra de cuatro en el estudio realizado en la provincia como parte del proyecto de investigación y desarrollo de tareas correspondiente a la presente tesis de grado. Esto deriva en que el desarrollo y ejecución del mismo como su primer objetivo ya deja plasmada la metodología futura para cálculos posteriores además de que el personal capacitado se familiarice con la misma y le preste la debida importancia que requiere. Y como segunda variante una vez calculado ya deja a la luz las deficiencias y las recomendaciones pertinentes para lograr optimizar todo el sistema de transportación que es la finalidad para la que se realiza el trabajo.

### **I.3 Búsqueda y uso de la Internet:**

En los países del 1er mundo con un gran desarrollo técnico lo más común es encontrar sitios referentes al diseño de los equipos y no los dedicados al diagnóstico. En este caso se pueden encontrar varias compañías y firmas que ofrecen catálogos referidos a los más diversos servicios que prestan como por ejemplo la HYTROL Conveyor Company [18], la MK Technology [17] la cual es una empresa alemana que posee varias dependencias distribuidas por el mundo en EUA, Gran Bretaña, Holanda, Francia, España y la India y se dedican al diseño de los mas diversos tipos de equipos transportadores. Y por último la JOCAR [21] la cual es una firma que se dedica a los transportadores de bandas, de rodillos, de roldanas, de charnelas, de cadenas, de correas dentadas, de cadena cardánica y de banda articulada así como de un sin número de accesorios. Todas estas empresas se dirigen a una misma línea de trabajo que por lo general esta enmarcada en el diseño de los elementos que los componen.

## **Conclusiones Parciales**

1. En este Capítulo se ha explicado muy brevemente el historial azucarero de nuestro país haciendo énfasis en los transportadores y conductores que es en sí el tema a tratar, por lo que se ha hecho referencia al problema de que se ocupa el trabajo y de cómo darle un tanto una solución posible.
2. Una vez visitados varios sitios en la red de redes INTERNET, se concluyó que para el tema sobre el cual se trata no existe mucha información. Más bien que diagnosticar un equipo de este tipo, lo que se encuentra son variantes de diseño y accesorios referidos a los servicios que brinda una determinada compañía o firma. O sea que se trabaja con la idea de que un equipo cumpla con la tarea para la cual fue diseñado pero nunca para una nueva tarea, por lo que para este caso se procedería a un nuevo diseño y no a analizar si el transportador puede también cumplir con la nueva tarea solamente realizando algún que otra variación en el mismo.

## Capitulo II: DIAGNÓSTICO DE LOS TRANSPORTADORES DE SÓLIDOS.

### II.1 Introducción.

El diagnóstico de los transportadores de sólidos se basa en obtener la información sobre los datos de montaje y operación de cada uno de los transportadores y, mediante una metodología de cálculo seleccionada al efecto, determinar si con sus características de montaje y funcionamiento el equipo puede cumplir con la tarea asignada de la manera la más eficiente posible.

### II.2. Metodología de diagnostico para transportadores de tablillas. [15]

#### II.2.1 Capacidad

Para el diagnóstico resultó necesaria la toma de varios datos de importancia como se muestra a continuación. Como un primer paso lo recomendado es proceder al cálculo de la capacidad real existente y compararla con la necesaria y así poder tener el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) para ello son necesarios los siguientes pasos en el algoritmo.

Una vez frente al equipo se indaga sobre la relación de transmisión del reductor, los números de dientes de los sprockets de la transmisión por cadenas y de las ruedas dentadas, con estos datos se puede averiguar la velocidad angular del eje motriz del transportador mediante las expresiones:

$$n_{sm} = \frac{n_m}{u_r \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}} \quad (\text{II.1})$$

$n_{sm}$  – velocidad angular del los sprockets del eje motriz del transportador, en rev/min.

$n_m$  - velocidad angular del motor, en rev/min.

$U_r$  – relación de transmisión del reductor.

$Z_2$  – Numero de dientes de la rueda motriz.

$Z_1$  – Numero de dientes de la rueda conducida.

$Z_4$  – número de dientes del sprocket motriz en el primer paso de la transmisión por cadenas.

$Z_3$  – número de dientes del sprocket conducido de la transmisión por cadenas.

En varios casos como este no existen correas en la transmisión, en otros casos la transmisión por cadenas solamente tiene un paso. En esas situaciones el cociente que representa a ese paso de la transmisión se iguala a 1.

De igual manera que los datos anteriores se puede contar el número de dientes de los sprockets motrices del transportador y el paso de la cadena (igual al paso del sprocket).

Con los datos anteriores se puede calcular la velocidad lineal del transportador mediante la expresión:

$$v = \frac{Z_{sm} * t_c * n_{sm}}{60\ 000} \quad (II.2)$$

Donde:

$V$  – velocidad lineal del transportador, en m/s.

$n_{sm}$  – velocidad angular de los sprockets del eje motriz del transportador, en rev/min.

$Z_{sm}$  – número de dientes de los sprockets del eje motriz del transportador.

$t_c$  – paso de la cadena principal del transportador, en mm.

No se recomienda que la velocidad lineal de las tablillas sobrepase los 0,2 m/s para los de gran tamaño y capacidades considerables ya que eso puede dar lugar a la existencia de cargas dinámicas muy elevadas en la cadena y de un rápido desgaste en la zona de los bujes.

Los criterios que se emplean para calcular la capacidad de estos transportadores se basan en las ecuaciones que existen para dos casos: cuando poseen guarderas laterales o no, o sea:

$$Qp = 648.B^2.\rho.v.C_2.tg(0,4\varphi) \quad (\text{No}) \quad (II.3)$$

$$Qp = 900v.B.\rho[B.C_2.tg(0,4\varphi) + 4.H.\psi] \quad (\text{Si}) \quad (II.4)$$

Estas ecuaciones son las utilizadas en este trabajo, sin embargo existen otras bibliografías en las cuales son empleados otros métodos de cálculos. [7 y 8]

En ambos casos existen datos de importancia como:  
 $Q_p$ - capacidad potencial de transportación, en t/h.

$B$  – largo de las tablillas, en m.

$H$  – altura de la canal, en m

$V$  – velocidad de transportación, en m/s.

$\rho$  – densidad de la caña, en t/m<sup>3</sup>

$\Psi$  – factor de llenado.

$C_3$  – coeficiente de disminución de la capacidad por inclinación del transportador.

En este momento se puede comparar la capacidad potencial con la capacidad máxima que es necesario transportar. Si se está desarrollando un diagnóstico de un transportador que ha estado funcionando no puede ocurrir que la capacidad potencial sea menor que la necesaria pues en ese caso el transportador hubiera estado derramando caña.

Pero sí puede ocurrir que la capacidad potencial sea mucho mayor que la máxima necesaria. Se denomina coeficiente de utilización técnica CUT al cociente entre la capacidad real y la potencial.

$$CUT = \frac{Q_R}{Q_P} \quad (II.5)$$

Se recomienda que este coeficiente esté entre 0,8 y 0,95. Si los valores son muy bajos se pueden recomendar medidas para disminuir la capacidad potencial. La más razonable es una disminución de la velocidad

## **II.2.2 Tensiones**

El próximo paso es calcular la distribución de tensiones a lo largo de la traza del transportador.

La secuencia que se sigue es la siguiente:

a) Se pesa un metro de cadenas más tablillas, o bien se pesa un metro de cadena, se multiplica por el número de cadenas, se pesa una tablilla y se divide sobre el paso entre rastrillos, en metros.

Si se pesan estos elementos en libras se multiplican los resultados por 4,448 para llevarlos a Newton.

A la suma de los pesos lineales de las dos cadenas más el de las tablillas se le denomina  $q_0$ , en N/m.

b) Se calcula el peso de la caña mediante la expresión:

$$q = \frac{Q_R \cdot g}{3,6 \cdot V} \quad (II.6)$$

Donde:

$q$  – peso lineal de la carga sobre el transportador, en N/m.

$Q_R$  – capacidad real del transportador en t/h.

$g$  – aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ .

$V$  – velocidad lineal del transportador, en m/s.

c) Se miden las longitudes y las inclinaciones de todos los tramos del transportador.

d) Se numeran los puntos al principio y al final de los tramos restos del transportador y en los cambios de dirección.

e) Se asume un factor de resistencia al movimiento (por deslizamiento) para la carga ( $W_C$ ) de y un factor de resistencia al movimiento (por rodadura) para las cadenas ( $W'$ ) de 0,12.

f) Para determinar la diferencia de tensiones entre el inicio y el final de un tramo recto se utiliza la expresión

$$\Delta S_i = (q + q_0) * W * L_i * \cos \beta_i \pm (q + q_0) * L_i * \operatorname{sen} \beta_i + Wl * Li \quad (II.7)$$

Donde:

$\Delta S_i$  – diferencia de tensiones entre el inicio y el final del tramo, en N.

$q$  – peso lineal de la carga, en N/m.

$W'$  – factor de resistencia al movimiento para las cadenas.

$Wl$  - factor debido a la fricción con las guarderas laterales.

$q_0$  – peso lineal de las cadenas + los rastrillos, en N/m.

$L_i$  – longitud del tramo en metros.

$B_i$  – inclinación del tramo, en metros.

$$Wl = 1000 * \rho * g * h^2 * \psi^2 * \mu_a \quad (II.8)$$

Donde:

$\rho$  – es la densidad de la caña.

$g$  – aceleración de la gravedad.

$h$  – altura de las guarderas.

$\psi$  - factor de llenado

$\mu_a$  - coeficiente de fricción.

El signo + entre el primero y el segundo término de la ec. II.7 se toma cuando el tramo es ascendente y el signo menos, cuando es descendente.

Puede ocurrir que la diferencia de tensiones entre la entrada y la salida de un tramo recto tenga un signo negativo (decrecimiento) y esto ocurre en los tramos descendentes con inclinaciones elevadas.

g) Se asumen valores de aumento en la tensión entre la entrada y la salida de los cambios de dirección, mediante coeficientes que pueden ser asumidos como 1,1 (un 10 % de incremento) en los cambios de dirección de  $180^\circ$  y 1,05 (5 % de incremento) en los otros casos.

h) Se asume una tensión mínima, que para el caso de los transportadores de tablillas debe tomarse entre 1000 y 3000 N.

i) Se ubica esta tensión mínima a la salida de los sprockets motrices para el caso de transportadores horizontales de dos tramos (uno inferior y otro superior). En los casos de trazas complejas deben analizarse los tramos en que la diferencia de tensiones es negativa pues la tensión mínima pudiera estar ubicada a la salida de uno de estos tramos.

j) Se determina la distribución de tensiones a lo largo de la traza del transportador teniendo en cuenta que en los tramos rectos la tensión al final del tramo será la inicial más la diferencia de tensiones entre el inicio y el final y en los cambios de dirección la tensión a la salida de dicho cambio será la tensión a la entrada multiplicada por el coeficiente de aumento de tensiones que se ha asumido para dicho cambio.

Ej.:

$$S_2 = S_1 + \Delta S_{1a2} \quad (\text{II.9})$$

$$S_3 = k_{2a3} \cdot S_2 \quad (\text{II.10})$$

--  
--

$$S_n = S_{n-1} + \Delta S_{n-1} \quad (II.11)$$

Con esto se tendrá la distribución de tensiones y el valor de la tensión en cada punto de la traza.

Este sistema determinará una cantidad de valores que coinciden con los puntos notables de tensión a lo largo de la traza del transportador (incluyendo la parte descargada y la cargada), en los que el número 1 lo ocupará la salida de los sprocket motrices y el subíndice máximo corresponderá a la entrada de los mismos. Por lo general la tensión máxima debe estar ubicada en el punto n, a la entrada de la unidad motriz.

En los catálogos clásicos norteamericanos como [2, 3, 4, 5 y 6] solamente se calcula la tensión máxima a partir de la potencia demandada por dicho equipo

### **II.2.3 Potencia.**

Para calcular la potencia que demanda el motor de cada transportador se siguió la siguiente secuencia de pasos:

- a) Se calculó el tiraje efectivo, o sea, la diferencia entre las tensiones de entrada y de salida de los sprocket motrices del transportador, mediante la expresión.

$$W_0 = S_n - S_1 \quad (II.12)$$

Donde:

$W_0$  – tiraje efectivo (diferencia de tensiones entre la entrada y la salida de los sprockets motrices del transportador), en N. esta es la diferencia de tensiones que tiene que vencer el motor para mover el equipo.

$S_n$  – tensión a la entrada de los sprockets motrices.

$S_1$  – tensión a la salida de los sprockets motrices.

- b) Se calculó la potencia que debe demandar el motor mediante la expresión:

$$N = \frac{W_0 \cdot V \cdot k_s}{1000 \cdot \eta_t} \quad (II.13)$$

Donde:

$N$  – potencia demandada por el motor, en kW.

$W_0$  – tiraje efectivo, en N.

$V$  – velocidad lineal del transportador, en m/s.

$k_s$  – factor de sobrecarga del motor, puede asumirse entre 1,5 y 2.

$\eta_t$  – eficiencia de la transmisión, en el caso de reductor y un paso de transmisión flexible se puede asumir 0,85. Si se tienen dos pasos de transmisión flexible se puede asumir 0,8.

- c) Se compara la potencia demandada contra la instalada, en caso de un diagnóstico no debe ser mayor ya que el equipo se encontraba funcionando pero si la potencia instalada es mucho mayor que la calculada el factor de potencia del motor debe ser muy bajo y se puede recomendar poner un motor de menos potencia.

Por último se calcula el índice de consumo por la expresión:

$$IC = \frac{N}{Q_R} \quad (II.14)$$

Donde:

$IC$  – índice de consumo, en kW-h/t

$N$  – potencia demandada por el motor, en kW.

#### **II.2.4 Cálculos de comprobación.**

- a) En funcionamiento. Se compara la tensión de rotura de la cadena con la tensión máxima que actúa sobre el órgano de tracción flexible. Es necesario tener en cuenta el número de cadenas actuando así como el factor de seguridad. El factor del número de cadenas ( $k_i$ ) se toma 1 para una sola cadena (lo cual es muy poco usual en tablillas), 0,6 a 0,7 para dos cadenas y 0,4 a 0,5 para tres cadenas. El factor de seguridad ( $k$ ) se toma entre 6 y 7 para transportadores horizontales con cadenas de rodillos y 8 a 10 para esos mismos transportadores con transportación inclinada. Para el caso de la tensión en funcionamiento se llevan a cabo los siguientes pasos:
1. Se calcula la tensión dinámica ( $S_{din}$ ) debida al efecto de cuerda entre las cadenas y los sprockets. Para esto se calcula la aceleración máxima que le origina el diente a la cadena en el momento del choque. Esta aceleración depende de la velocidad lineal de la cadena, del peso y del número de

dientes de los sprockets. Esta tensión dinámica depende también de los pesos por unidad de longitud de la carga y del entablillado. En el caso de este último se multiplica que por un factor ( $k_l$ ) que depende de la longitud del transportador y se toma de la siguiente manera:

Tabla (II.1)

Valor de $k_L$	Longitud del transportador
2	Hasta 25 m
1,5	Entre 25 y 60 m
1	Más de 60 m

2. La tensión dinámica debida al efecto de cuerda se suma a la tensión máxima ( $S_{max}$ ) y se tiene y se tiene la tensión teórica ( $S_{teor}$ ) y cuando esta tensión teórica se multiplica por el factor que depende del número de cadenas se tiene la tensión de cálculo que debe multiplicarse por el factor de seguridad y compararse con la tensión de rotura.

$$a_{max} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot v^2}{Zsm^2 \cdot tc} \quad (II.15)$$

$$S_{din} = [a_{max}(q+k \cdot q_o) \cdot L] / g \quad (II.16)$$

$$S_{teor} = S_{max} + S_{din} \quad (II.17)$$

$$S_{calc} = k_i \cdot S_{teor} \quad (II.18)$$

Debe cumplirse que:

$$i S_{rot} \geq k \cdot S_{calc} \quad (II.19)$$

La tensión de rotura para cada cadena fue obtenida según el tipo y clasificación de la misma del catalogo de cadenas [1]

- b) En el arranque es en todo similar al cálculo que se desarrolla para hacer el cálculo de comprobación de la banda en el arranque, esto es: Se calcula la tensión de impulso en función del factor de arranque, la potencia instalada en el motor, el factor debido al tipo de acoplamiento, la eficiencia de la transmisión, la velocidad lineal de la cadena. Al restar la tensión de impulso menos el tiraje efectivo se obtiene la tensión dinámica. Si se divide la tensión de rotura sobre la tensión dinámica el cociente debe ser mayor que 1,5 para que las cadenas soporten en el arranque.

$$S_{imp} = \frac{1000k_a \cdot N_s \cdot k_m \cdot \eta_t}{v} \quad (II.20)$$

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \quad (II.21)$$

$$S_{max\,din} = k_i (S_{teor} + S_{din}) \quad (II.22)$$

Debe cumplirse que:

$$i \frac{S_{rot}}{S_{max\,din}} \geq 1,5? \quad (II.23)$$

- c) Al desgaste. Se calcula la tensión teórica para el desgaste ( $S_{teor}'$ ) como la tensión máxima que se calculó en el paso correspondiente a la distribución de tensiones más un término que es el coeficiente 0,5 multiplicado por la tensión dinámica debida al efecto de cuerda. Al multiplicar la tensión teórica considerada para el desgaste por el factor que depende del número de cadenas ( $k_i$ ) se obtiene la tensión de cálculo para el desgaste ( $S_{calc}'$ ). A continuación se calcula el área proyectada del pasador a los efectos del desgaste, que es igual al diámetro del pasador multiplicado por la longitud del rodillo ( $Bh$ ) más el duplo del espesor de las planchas laterales de la cadena. Estas dimensiones deben colocarse en mm para obtener el área en  $mm^2$  y al dividir la tensión en N se obtendrá la presión en MPa. Para que el pasador resista el desgaste esta presión debe ser menor que la presión admisible que posee el pasador de acuerdo con el tipo de material y

su tratamiento térmico. La presión admisible en el pasador puede tomarse como:

Tabla (II.2)

Tipo de acero	[Pmax], en MPa
Acero sin TT	18,0
Acero cementado	25,0
Acero templado	45,0

$$S_{teor} = S_{max} + 0,5 \cdot S_{din} \quad (II.24)$$

$$S_{calc} = k_i \cdot S_{teor} \quad (II.25)$$

$$A = 8(B_h + 2S)d \quad (II.26)$$

$$p_{max} = \frac{S_{calc}}{A} \quad (II.27)$$

Debe cumplir que:

$$i[p_{max}] \geq p_{max} \quad ? \quad (II.28)$$

### II.3.1 Capacidad.

Para cada equipo se tomó la potencia de chapa de su motor, en kW. Así como su respectiva velocidad angular en revoluciones por minuto.

El primer paso que se lleva a cabo es calcular la capacidad potencial del transportador y compararla con la capacidad real. Para ello se lleva a cabo la siguiente secuencia de pasos.

A pie de obra se averigua la relación de transmisión del reductor, los diámetros de la polea conducida y conductora de la transmisión por correas y los números de dientes de los sprockets de la transmisión dentada, con estos datos se puede averiguar la velocidad angular del eje motriz del transportador mediante las expresiones:

$$n_{sm} = \frac{n_m}{U_r \cdot \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}} \quad (II.29)$$

Donde:

$n_{sm}$  – velocidad angular del los sprockets del eje motriz del transportador, en rev/min.

$n_m$  - velocidad angular del motor, en rev/min.

$U_r$  – relación de transmisión del reductor.

$D_{p2}$  – diámetro de la polea motriz, en mm.

$D_{p1}$  – diámetro de la polea conducida, en mm.

$Z_1$  – número de dientes del sprocket motriz en el primer paso de la transmisión por cadenas.

$Z_2$ – número de dientes del sprocket conducido en el primer paso de la transmisión por cadenas.

$Z_3$ – número de dientes del sprocket motriz en el segundo paso de la transmisión por cadenas.

$Z_4$ – número de dientes del sprocket conducido en el segundo paso de la transmisión por cadenas.

De igual manera que los datos anteriores se puede contar el número de dientes de los sprockets motrices del transportador y el paso de la cadena (igual al paso del sprocket).

Con los datos anteriores se puede calcular la velocidad lineal del transportador mediante la expresión:

$$V = \frac{n_{sm} \cdot Z_{sm} \cdot t_{sm}}{60 \cdot 1000} \quad (II.30)$$

Donde:

V – velocidad lineal del transportador, en m/s.

$n_{sm}$  – velocidad angular de los sprockets del eje motriz del transportador, en rev/min.

$Z_{sm}$  – número de dientes de los sprockets del eje motriz del transportador.

$t_{sm}$  – paso de la cadena principal del transportador, en mm.

No se recomienda que la velocidad lineal de los rastrillos sobrepase los 0,6 m/s (aproximadamente 120 pies/min) ya que eso puede dar lugar a la existencia de cargas dinámicas muy elevadas en la cadena y de un rápido desgaste en la zona de los bujes.

De igual manera que los datos anteriores se pueden medir a pie de obra la altura de los rastrillos y el ancho de los mismos, así como la inclinación mayor que se requiere en la elevación del bagazo a través de la traza. A partir de este ángulo se puede asumir un factor de disminución de la capacidad por inclinación del transportador que tiene un valor cero para trazas horizontales y puede disminuir hasta 0,6 para 45°. Por encima de este ángulo no es recomendable instalar rastrillos.

Se requiere también asumir un coeficiente de llenado, o sea, determinar que % de la distancia entre rastrillos va a estar lleno de material, este coeficiente para el bagazo se puede asumir entre 0,65 y 0,75.

La densidad del bagazo suelto se tomó de [13] como 0,16 t/m<sup>3</sup>.

Con estos datos se puede calcular la capacidad potencial que puede transportar el equipo.

Los criterios que se emplean para calcular la capacidad de estos transportadores se basan en la ecuación de continuidad, o sea:

$$Q = \rho \cdot A \cdot V \quad (II.31)$$

Donde:

$\rho$  – densidad del material, en t/m<sup>3</sup>

A – área de flujo de la vena de material, en m<sup>2</sup>.

V – velocidad de transportación, en m/s.

Para adaptarla a la situación de estos equipos se toman el ancho de los rastrillos y su altura, al multiplicarlos por la velocidad se establece un volumen por unidad de tiempo, el cual es afectado por el coeficiente de llenado, ya que el espacio entre rastrillos no está totalmente lleno y por el coeficiente de disminución por inclinación del transportador, que afecta a los equipos con pendientes muy pronunciadas de elevación y se multiplica por la densidad del material. La expresión resultante queda como:

$$Q_p = 3600.B.H.V.\rho.\psi.C_3 \quad (II.32)$$

Donde:

Q<sub>p</sub>- capacidad potencial de transportación, en t/h.

B – largo de los rastrillos, en m.

H – altura de los rastrillos, en m

V – velocidad de transportación, en m/s.

ρ – densidad del bagazo, en t/m<sup>3</sup>

Ψ – factor de llenado.

C<sub>3</sub> – coeficiente de disminución de la capacidad por inclinación del transportador.

En este momento se puede comparar la capacidad potencial con la capacidad máxima que es necesario transportar. Si se está desarrollando un diagnóstico de un transportador que ha estado funcionando no puede ocurrir que la capacidad potencial sea menor que la necesaria pues en ese caso el transportador hubiera estado derramando bagazo.

Pero sí puede ocurrir que la capacidad potencial sea mucho mayor que la máxima necesaria. Se denomina coeficiente de utilización técnica CUT al cociente entre la capacidad real y la potencial.

$$CUT = \frac{Q_R}{Q_p} \quad (II.33)$$

Se recomienda que este coeficiente esté entre 0,8 y 0,95. Si los valores son muy bajos se pueden recomendar medidas para disminuir la capacidad potencial. La más razonable es una disminución de la velocidad.

### **II.3.2 Tensiones.**

El próximo paso es calcular la distribución de tensiones a lo largo de la traza del transportador.

La secuencia que se sigue es la siguiente:

a) Se pesa un metro de cadenas más rastrillos, o bien se pesa un metro de cadena, se multiplica por dos, se pesa un rastrillo y se divide sobre 0,912 que es el paso entre rastrillos, en metros.

Si se pesan estos elementos en libras se multiplican los resultados por 4,448 para llevarlos Newton.

A la suma de los pesos lineales de las dos cadenas más el de los rastrillos se le denomina  $q_0$ , en N/m.

b) Se calcula el peso del bagazo sobre la rama cargada del transportador mediante la expresión:

$$q = \frac{Q_R \cdot g}{3,6 \cdot V} \quad (II.34)$$

Donde:

$q$  – peso lineal de la carga sobre el transportador, en N/m.

$Q_R$  – capacidad real del transportador en t/h.

$g$  – aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ .

$V$  – velocidad lineal del transportador, en m/s.

c) Se miden las longitudes y las inclinaciones de todos los tramos del transportador.

d) Se numeran los puntos al principio y al final de los tramos rectos del transportador y en los cambios de dirección.

e) Se asume un factor de resistencia al movimiento (por deslizamiento) para la carga ( $W'_c$ ) de  $y$  y un factor de resistencia al movimiento (por rodadura) para las cadenas ( $W'$ ) de 0,12.

f) Para determinar la diferencia de tensiones entre el inicio y el final de un tramo recto se utiliza la expresión

$$\Delta S_i = (q \cdot W'_c + q_0 \cdot W) L_i \cdot \cos \beta_i \pm (q + q_0) L_i \cdot \sin \beta_i \quad (II.35)$$

Donde:

$\Delta S_i$  – diferencia de tensiones entre el inicio y el final del tramo, en N.

$q$  – peso lineal de la carga, en N/m.

$W_c$  – factor de resistencia al movimiento para la carga. (Se calcula multiplicando

$1,1 * \mu_a$  donde  $\mu_a$  es el coeficiente de fricción con el acero.

$W$  – factor de resistencia al movimiento para las cadenas.

$q_0$  – peso lineal de las cadenas + los rastrillos, en N/m.

$L_i$  – longitud del tramo en metros.

$\beta_1$  – inclinación del tramo, en metros.

El signo + entre el primero y el segundo término de la ec. anterior se toma cuando el tramo es ascendente y el signo - , cuando es descendente.

Puede ocurrir que la diferencia de tensiones entre la entrada y la salida de un tramo recto tenga un signo negativo (decrecimiento) y esto ocurre en los tramos descendentes con inclinaciones elevadas.

g) Se asumen valores de aumento en la tensión entre la entrada y la salida de los cambios de dirección, mediante coeficientes que pueden ser asumidos como 1,1 (un 10 % de incremento) en los cambios de dirección de  $180^0$  y 1,05 (5 % de incremento) en los otros casos.

f) Se asume una tensión mínima, que para el caso de los transportadores de rastrillos debe tomarse entre 3000 y 10 000 N.

g) Se ubica esta tensión mínima a la salida de los sprockets motrices para el caso de transportadores horizontales de dos tramos (uno inferior y otro superior). En los casos de trazas complejas deben analizarse los tramos en que la diferencia de tensiones es negativa pues la tensión mínima pudiera estar ubicada a la salida de uno de estos tramos.

h) Se determina la distribución de tensiones a lo largo de la traza del transportador teniendo en cuenta que en los tramos rectos la tensión al final del tramo será la inicial más la diferencia de tensiones entre el inicio y el final y en los cambios de dirección la tensión a la salida de dicho cambio será la tensión a la entrada multiplicada por el coeficiente de aumento de tensiones que se ha asumido para dicho cambio.

Ej.:

$$S_2 = S_1 + \Delta S_{1 a 2} \quad (II.36)$$

$$S_3 = k_{2 a 3} \cdot S_2 \quad (II.37)$$

--  
--

$$S_n = S_{n-1} + \Delta S_{n-1} a n \quad (\text{II.38})$$

Con esto se tendrá la distribución de tensiones y el valor de la tensión en cada punto de la traza.

Debe notarse que siempre que haya un cambio de dirección la tensión a la salida de dicho tramo será la que existe a la entrada multiplicada por el coeficiente (ya asumido) de aumento de la tensión sobre las cadenas y que se debe al paso de la misma por sprockets intermedios (no motrices) a los que les denomina “pisacadenas” o por cambios de dirección en las guías.

Este sistema determinará una cantidad de valores que coinciden con los puntos notables de tensión a lo largo de la traza del transportador (incluyendo la parte descargada y la cargada), en los que el número 1 lo ocupará la salida de los sprocket motrices y el subíndice máximo corresponderá a la entrada de los mismos. Por lo general la tensión máxima debe estar ubicada en el punto n, a la entrada de la unidad motriz.

### **II.3.3 Potencia.**

Para calcular la potencia que demanda el motor de cada transportador se llevó a cabo la siguiente secuencia de pasos:

- 1- Se calculó el tiraje efectivo, o sea, la diferencia entre las tensiones de entrada y de salida de los sprocket motrices del transportador, mediante la expresión.

$$W_0 = S_n - S_1 \quad (\text{II.39})$$

Donde:

$W_0$  – tiraje efectivo (diferencia de tensiones entre la entrada y la salida de los sprockets motrices del transportador), en N. esta es la diferencia de tensiones que tiene que vencer el motor para mover el equipo.

$S_n$  – tensión a la entrada de los sprockets motrices.

$S_1$  – tensión a la salida de los sprockets motrices.

2. Se calculó la potencia que debe demandar el motor mediante la expresión:

$$N = \frac{W_0 \cdot V \cdot k_s}{1000 \cdot \eta_t} \quad (II.40)$$

Donde:

$N$  – potencia demandada por el motor, en kW

$W_0$  – tiraje efectivo, en N.

$V$  – velocidad lineal del transportador, en m/s.

$k_s$  – factor de sobrecarga del motor, puede asumirse entre 1,5 y 2.

$\eta_t$  – eficiencia de la transmisión, en el caso de reductor y un paso de transmisión flexible se puede asumir 0,85. Si se tienen dos pasos de transmisión flexible se puede asumir 0,8.

3. Se compara la potencia demandada contra la instalada, en caso de un diagnóstico no debe ser mayor ya que el equipo se encontraba funcionando pero si la potencia instalada es mucho mayor que la calculada el factor de potencia del motor debe ser muy bajo y se puede recomendar poner un motor de menos potencia.

Por último se calcula el índice de consumo por la expresión:

$$IC = \frac{N}{Q_R} \quad (II.41)$$

Donde:

$Ic$  – índice de consumo, en kW-h/t

$N$  – potencia demandada por el motor, en kW.

$Q_R$  – capacidad real a manipular, en t/h.

### **II.3.4 Cálculo de comprobación de la cadena**

En funcionamiento. Se compara la tensión de rotura de la cadena con la tensión máxima que actúa sobre el órgano de tracción flexible. Es necesario tener en cuenta el número de cadenas actuando así como el factor de seguridad. El factor del número de cadenas ( $k_i$ ) se toma 1 para una sola cadena

(lo cual es muy poco usual en rastrillos) y 0,6 a 0,7 para dos cadenas. El factor de seguridad (k) se toma entre 6 y 7 para transportadores horizontales con cadenas de rodillos y 8 a 10 para esos mismos transportadores con transportación inclinada. Para el caso de la tensión en funcionamiento se llevan a cabo los siguientes pasos:

Se calcula la tensión dinámica ( $S_{din}$ ) debida al efecto de cuerda entre las cadenas y los sprockets. Para esto se calcula la aceleración máxima que le origina el diente a la cadena en el momento del choque. Esta aceleración depende de la velocidad lineal de la cadena, del peso y del número de dientes de los sprockets. Esta tensión dinámica depende también de los pesos por unidad de longitud de la carga y del entablillado. Para el caso de los rastrillos el peso por unidad de longitud de la carga también se le asigna un coeficiente ya que cuando se produce el golpe del diente sobre el eslabón no toda la carga experimenta la inercia debida a esa carga dinámica y se multiplica el factor debido a la distribución de la carga por un coeficiente que oscila entre 0,3 y 0,5. el peso por unidad de longitud de los rastrillos más la cadena se multiplica que por un factor ( $k_L$ ) que depende de la longitud del transportador y se toma de la siguiente manera.

Tabla (II.3)

Valor de $k_L$	Longitud del transportador
2	Hasta 25 m
1,5	Entre 25 y 60 m
1	Más de 60 m

$$a_{\max} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot v^2}{Z s m^2 \cdot t} \quad (II.42)$$

$$S_{din} = \frac{[3 \cdot a_{\max} (0,4 \cdot q + k_L \cdot q_0)] \cdot L}{g} \quad (II.43)$$

$$S_{teor} = S_{\max} + S_{din} \quad (II.44)$$

$$S_{calc} = k_i \cdot S_{teor} \quad (II.45)$$

Debe cumplir que:

$$i S_{rot} \geq k \cdot S_{calc} ? \quad (II.46)$$

En el arranque: Es en todo similar al cálculo que se desarrolla para hacer el cálculo de comprobación en el arranque para la banda y para la cadena en un transportador de tablillas, esto es: Se calcula la tensión de impulso en función del factor de arranque, la potencia instalada en el motor, el factor debido al tipo de acoplamiento, la eficiencia de la transmisión, la velocidad lineal de la cadena. Al restar la tensión de impulso menos el tiraje efectivo se obtiene la tensión dinámica, la tensión dinámica máxima es igual a la tensión dinámica más la tensión teórica y este sumando se multiplica por el factor (ki) debido al número de cadenas. Si se divide la tensión de rotura sobre la tensión dinámica máxima el cociente debe ser mayor que 1,5 para que las cadenas soporten en el arranque.

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot k_a \cdot N_s \cdot k_m \cdot \eta_t}{v} \quad (II.47)$$

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \quad (II.48)$$

$$S_{maxdin} = k_i (S_{teor} + S_{din}) \quad (II.49)$$

Debe cumplir que:

$$i \frac{S_{rot}}{S_{maxdin}} \geq 1,5 ? \quad (II.50)$$

Al desgaste. Se calcula la tensión teórica para el desgaste (Steor') como la tensión máxima que se calculó en el paso correspondiente a la distribución de tensiones más un término que es el coeficiente 0,5 multiplicado por la tensión dinámica debida al efecto de cuerda. Al multiplicar la tensión teórica considerada para el desgaste por el factor que depende del número de cadenas (ki) se obtiene la tensión de cálculo para el desgaste (Scalc'). A continuación se calcula el área proyectada del pasador a los efectos del desgaste, que es igual al diámetro del pasador multiplicado por la longitud del rodillo (Bh) más el

doble del espesor de las panchas laterales de la cadena. Estas dimensiones deben colocarse en mm para obtener el área en mm<sup>2</sup> y al dividir la tensión en N sobre dicha área se obtendrá la presión en MPa. Para que el pasador resista el desgaste esta presión debe ser menor que la presión admisible que posee el pasador de acuerdo con el tipo de material y su tratamiento térmico. La presión admisible en el pasador puede tomarse como:

Tabla (II.4)

Tipo de acero	[Pmax], en MPa
Acero sin TT	18,0
Acero cementado	25,0
Acero templado	45,0

$$S_{teor} = S_{max} + 0,5.S_{din} \quad (II.51)$$

$$S_{calc} = k_i . S_{teor} \quad (II.52)$$

$$A = (B_h + 2.S) d \quad (II.53)$$

$$p_{max} = \frac{S_{calc}}{A} \quad (II.54)$$

Debe cumplirse que:

$$i[p_{max}] \geq p_{max} ? \quad (II.55)$$

#### **II.4 Metodología de diagnóstico para transportadores de banda. [15]**

El diagnóstico de los transportadores de banda es similar al que se utiliza para los casos anteriores. Se reciben los datos, se aplica una metodología de cálculo, en este caso de comprobación y se determina si con sus características constructivas y de funcionamiento el equipo es capaz de cumplir las funciones para las que fue instalado.

##### **II.4.1 Capacidad.**

A pie de obra se obtuvieron los datos referentes a la potencia de chapa del motor y su velocidad angular, la relación de transmisión del reductor y los números de dientes de todos los sprocket así como los diámetros de las poleas en las denominadas transmisiones flexibles.

La velocidad angular de la tambora motriz puede determinarse por una ecuación similar a la (II.1 y II.29) en este caso cambia el subíndice del término de la izquierda ya que en lugar del sprocket motriz es la tambora motriz. Se tiene entonces:

$$n_{tm} = \frac{n_m}{U_r \cdot \frac{Dp_2}{Dp_1} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}} \quad (II.56)$$

Todos los términos de la expresión han sido explicados anteriormente en este capítulo solamente falta

$n_{sm}$  – velocidad angular de la tambora motriz, en rev/min.

Para calcular la velocidad lineal de la banda es necesario poseer el diámetro de la tambora motriz, el cual puede ser medido en el equipo. En este caso se aplica la expresión:

$$V = \frac{\pi \cdot n_{tm} \cdot D_{tm}}{60\ 000} \quad (II.57)$$

Donde:

$D_{tm}$  – diámetro de la tambora motriz, en mm.

En el caso de la banda pueden fijarse valores mucho más elevados de velocidad, aunque en el caso específico del bagazo, por la volatilidad del mismo y su posible afectación a la salud humana, no se recomiendan valores mayores de 1m/s aunque para azúcar a granel estos valores pueden aumentar.

Al igual que los datos anteriores también se puede medir el ancho de la banda y precisar si el perfil de los rodillos superiores es plano, de un solo rodillo o en artesa, de tres rodillos.

Es necesario determinar la densidad ( $\rho$ ) y el ángulo de talud del material ( $\phi$ ) que se va a manipular. El mismo se localiza en [13]. Como en este caso se trata de bagazo la densidad es de  $0,16 \text{ t/m}^3$  y el ángulo de talud es de  $45^\circ$ .

También es necesario precisar el coeficiente de disminución del transportador por inclinación del transportador, que hasta los  $10^\circ$  puede considerarse de 1, pero a los  $20^\circ$  debe tomarse como 0,9. No es recomendable trabajar con más de  $20^\circ$  de inclinación en transportadores de banda.

Cuando se poseen estos datos puede aplicarse la expresión de capacidad:

De nuevo en este caso se aplica la ecuación de continuidad pero en este caso tiene particularidades que dependen del perfil de los rodillos superiores. Si la rama superior está compuesta por un solo rodillo, el área de flujo es un triángulo y puede ser determinada multiplicando la base de dicho triángulo por la altura. Se posee el dato del ancho de banda.

Se supone que dicha banda es ocupada por el material hasta un 80 % (para evitar derrames). El triángulo que se forma tiene como base el material soportado por la banda y como altura la que le imprime el ángulo de talud. Como la banda se encuentra en movimiento y está siendo removida a su paso por los rodillos, el ángulo de talud que se asume es el dinámico, que se ha demostrado que está en el orden del 35 % del estático.

La expresión se afecta también por el coeficiente de disminución por inclinación del transportador. Con estos elementos se arriba a la expresión siguiente:

$$Q_P = 576 \cdot B^2 \cdot V \cdot \rho \cdot C_1 \cdot \text{tg}(0,35\phi) \text{ Para un rodillo (II.58)}$$

En el caso de que el perfil superior esté compuesto por tres rodillos el área de flujo es mucho más compleja y está compuesta por dos elementos. Se asemeja a un trapecio en su parte inferior y es un triángulo en su parte superior. Ambas toman como elemento base el 80 % del ancho de la banda (del cual se ha hablado anteriormente).

El trapecio inferior tendrá los lados inclinados a un ángulo de  $20^\circ$ , que es el más comúnmente empleado por los fabricantes y el ángulo de las caras laterales de este trapecio es el ángulo de inclinación de los rodillos laterales. Con todos estos elementos se arriba a la siguiente expresión:

$$Q_p = 160B^2 \cdot V \cdot \rho \cdot \left| 3,6 \cdot C_1 \cdot \text{tg}(0,35\varphi) + 1 \right| \quad \text{Para tres rodillos (II.59)}$$

$\varphi$  - ángulo de talud o de reposo estático del material, en grados.

En este momento se puede comparar la capacidad potencial con la capacidad máxima que es necesario transportar.

El coeficiente de utilización técnica se calcula en estos transportadores de igual manera que para los de tablillas y rastrillos, a través de la ecuación de la ecuación

$$CUT = \frac{Q_R}{Q_P} \quad (II.60)$$

Se recomienda que este coeficiente esté entre 0,8 y 0,95. Si los valores son muy bajos se pueden recomendar medidas para disminuir la capacidad potencial. La más razonable es una disminución de la velocidad.

#### **II.4.2 Tensiones.**

La forma en que se calculan las tensiones en un transportador de banda es similar a la que se emplea en transportadores de rastrillos. Las diferencias radican en que en el rastrillo solamente es necesario mover la carga y el órgano de tracción flexible con los rastrillos fijados a él por tornillos. Por otra parte en la banda la carga se encuentra suspendida por el órgano portante y en el rastrillo la carga se desliza sobre una canal y entonces es necesario tener en cuenta dos factores de resistencia al movimiento. En la banda se considera uno solo. En el caso de la banda, además de mover el órgano portante y la carga es necesario imprimir y mantener movimiento a los rodillos de apoyo, para lo cual se requiere una entrega de energía adicional. Sin embargo las ecuaciones son muy similares.

En los tramos rectos la diferencia de tensiones entre dos puntos de la traza se calcula por la siguiente expresión:

$$\Delta S_i = \sum q_i \cdot L_i \cdot \cos \beta_i \pm \sum q_{des} L_i \cdot \text{sen} \beta_i \quad (II.61)$$

Donde:

$\Delta S_i$  - diferencia de tensiones entre el inicio y el final del tramo, en N.

$q$  - peso lineal de la carga de todas las cargas por unidad de longitud en el tramo.

Este peso está dado por la banda, la carga, que actúa solamente en la rama

superior, los rodillos superiores y los rodillos inferiores (dependiendo de la rama de que se trate)

$W''$  - factor de resistencia al movimiento de los rodillos. Este factor puede tomarse como 0,08 a 0,1.

$q_{des}$  - peso lineal de las partes que se desplazan, en la rama inferior se trata solamente de la banda, en la rama superior se le añade la carga.

$L_i$  - longitud del tramo en metros.

$\beta_1$  - inclinación del tramo, en metros.

El signo + entre el primero y el segundo término de la ec. Anterior se toma cuando el tramo es ascendente y el signo menos, cuando es descendente.

Al igual que para el caso de los rastrillos puede ocurrir que la diferencia de tensiones entre la entrada y la salida de un tramo recto tenga un signo negativo (decrecimiento) y esto ocurre en los tramos descendentes con inclinaciones elevadas.

El peso de la carga por unidad de longitud puede determinarse por la expresión:

$$q = \frac{Q_R \cdot g}{3,6 \cdot V} \quad (II.62)$$

El peso de la banda ( $q_b$ ) puede obtenerse directamente pesando un metro de banda, si ese peso se obtiene en libras, se multiplicará el valor por 4,448.

El peso por unidad de longitud de los rodillos inferiores ( $q_{ri}$ ) se determina pesando uno de los rodillos y dividiendo su peso ( $G_{ri}$ ) sobre la distancia promedio entre dos rodillos contiguos ( $L_{ri}$ ). El peso de los rodillos superiores se determina de igual manera que en el caso de los rodillos inferiores pero si el perfil es en artesa de tres rodillos es necesario pesar los tres rodillos de un banco. La nomenclatura que se utiliza en este caso es  $q_{rs}$ ,  $G_{rs}$  y  $L_{rs}$  para el peso por unidad de longitud, el peso de un banco de rodillos y la distancia entre dos bancos contiguos respectivamente.

También en este caso se fijan valores de coeficientes de crecimiento de las tensiones en los cambios de dirección, estos valores son de 1,1 cuando la banda pasa por la tambora de retorno, 1,05 cuando pasa por tamboras intermedias de desvío y 1,03 cuando pasa por cambios de dirección dentro de la propia traza, en los que no existen tamboras.

Para determinar las distribuciones no se asume una tensión mínima, sino que se establece un sistema en que se toma la tensión a la salida de la tambora motriz como  $S_1$  y la tensión a la entrada de dicha tambora como  $S_n$ . La tensión en el próximo punto será la que existía en el anterior más la diferencia entre ellos dos cuando se trate de tramos rectos o la tensión en el punto inicial multiplicada por el factor de aumento de tensiones cuando se trate de cambios locales de dirección.

Con este sistema se tendrá un conjunto de  $n-1$  ecuaciones si se consideran como la cantidad de puntos de tensión a lo largo de la traza del transportador (considerando la rama superior y la inferior). La ecuación que cierra el sistema, o sea, iguala el número de ecuaciones al número de puntos es la ecuación de Euler, que relaciona las tensiones de entrada y salida a la tambora motriz.

$$S_n = S_1 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \quad (II.63)$$

Donde:

$S_n$  – tensión sobre la banda a la entrada de la tambora motriz.

$S_1$  – tensión sobre la banda a la salida de la tambora motriz.

$\mu$  - coeficiente de fricción entre la banda y la tambora (en ausencia de números más preciso puede tomarse 0,3 para tambora de acero y banda de goma en ambiente seco)

$\alpha$  - ángulo de contacto entre la banda y la tambora, en radianes.

Con este sistema de ecuaciones establecido se pueden calcular todas las tensiones a lo largo de la traza.

#### **II.4.3 Potencia.**

Para calcular la potencia en los transportadores de banda se procede exactamente igual que en los transportadores de tablillas y rastrillos, o sea, se calcula el tiraje efectivo mediante la expresión:

$$W_0 = S_n - S_1 \quad (II.64)$$

A continuación se calcula la potencia que demanda el motor mediante la siguiente expresión:

$$N = \frac{W_0 \cdot V \cdot k_s}{1000 \cdot \eta_t} \quad (\text{II.65})$$

Una vez que se calcula la potencia demandada por el motor se compara con la instalada y si esta última es mucho mayor que la primera se puede recomendar el montaje de un motor más pequeño.

Con la potencia demanda por el motor se puede calcular el índice de consumo por la expresión:

$$IC = \frac{N}{Q_R} \quad (\text{II.66})$$

#### **II.4.4 Cálculos de comprobación de la banda**

En el caso de la comprobación de la banda de funcionamiento se debe cumplir la siguiente expresión:

$$S_{rot} \cdot k_u \geq k \cdot S_{max} \quad (\text{II.67})$$

Hallar el valor del factor  $k_u$  que depende del tipo de unión. Este factor aparece en la tabla 4.13, página 75 del Oriol [13 y14] y toma los siguientes valores:

Tabla (II.5)

Tipo de unión	Valor de $k_u$
Vulcanizado en caliente	0,8
Encolado en frío	0,75
Mecánica	0,6
Costura	0,5

También es necesario conocer el factor de seguridad (k), que a su vez depende del número de capas

Tabla (II.6) Valores que el Oriol [13 y 14] recomienda los siguientes valores:

Número de capas (i)	Factor de seguridad recomendado
2-3	7
4-5	7,5

6-8	8
9-11	8,5
12-14	9

Por su parte la tensión de rotura puede obtenerse de muy diversas formas pero al final, en la expresión debe estar en N para compararla con la tensión máxima. Como ejemplos de la forma de presentarla se pueden citar los siguientes:

En las tablas del Oriol [13 y 14] se ofrece el dato en N/(cm.capa). En este caso será necesario multiplicar por el ancho de banda en cm. y por el número de capas de hilo interior que posee la banda. Algunos catálogos brindan el dato en kg/cm. En este caso será necesario multiplicar por el ancho de banda en cm. y por 9,81 (para convertir la fuerza a N. En otros se da en kN/m. Será necesario entonces convertir los kN a N y multiplicar por el ancho de banda en m.

La tensión máxima ( $S_{max}$ ) es el mayor valor de tensión que se obtiene de la distribución de tensiones a lo largo de la traza del transportador.

Para la comprobación de la banda en el arranque debe cumplirse que:

$$\frac{S_{rot} \cdot k_u}{S_{max} + S_{din}} \geq 1,5 \quad (II.68)$$

Los términos referidos a la tensión de rotura, al factor  $k_u$  que se refiere al tipo de unión y el de la tensión máxima ya se conocen. Al término  $S_{din}$  se le denomina tensión dinámica y puede ser calculado mediante la expresión:

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \quad (II.69)$$

Donde:  $S_{imp}$  es la tensión de impulso que le imprime el motor a la banda en el momento del arranque y  $W_0$  es el tiraje efectivo que ya se calculó para averiguar la potencia demandada. La tensión de impulso se puede calcular por la expresión:

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot k_a \cdot N_s \cdot k_m \cdot \eta_t}{v} \quad (II.70)$$

Aquí  $k_a$  es el factor de arranque del motor,  $N_s$  es la potencia del motor instalado (que puede diferir de la calculada),  $k_m$  es un factor que tiene en cuenta el tipo de acoplamiento que se emplea y se toma:

$k_m = 1,3$  para acoplamiento rígido

$k_m = 1,8$  a  $2$  para acoplamiento flexible.

La banda debe resistir en funcionamiento y en el arranque pero no debe estar sobredimensionada, o sea, el término de la izquierda no debe ser mucho mayor que el de la derecha pues entonces estaría subutilizada.

**Conclusiones Parciales:**

1. Los aspectos de mayor importancia para estos cálculos de diagnósticos son la capacidad, el estado tensional sobre el conductor, potencia y la comprobación del órgano de tracción.
2. La metodología de cálculo es similar para los tres tipos de transportadores excepto que en tablillas y rastrillos se requiere de un análisis de resistencia de la cadena extra que es el chequeo al desgaste.
3. Existen valores como el Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) y el Índice de Consumo (IC) que son elementos de gran importancia en la economía del sistema de transportación, ya que el CUT brinda una idea de cómo se encuentra el aprovechamiento de la capacidad y el IC indica el consumo de energía por cantidad de materia transportada.

### **CAPITULO III APLICACIÓN DE LAS METODOLOGIAS DE DIAGNÓSTICOS AL SISTEMA DE TRANSPORTACION DE SÓLIDOS.**

### **III.1 Introducción.**

En el capítulo anterior se abordó toda la metodología de cálculo necesaria para los diversos diagnósticos y además de su toma de datos y particularidades, partiendo siempre de la situación actual de trabajo en la que se encuentra el equipo se proponen también varias situaciones o casos donde se sugieren cambios o modificaciones técnicas en función de lograr mejor eficiencia y rendimiento del equipo al menor costo posible. Estos cálculos permitirán que se puedan planificar cambios en un futuro y la metodología ya montada en Excel nos permite ya saber de antemano los resultados a esperar. Las hojas de cálculos contienen todas las metodologías implícitas en su totalidad para una mejor comprensión y entendimiento de las mismas se da una breve explicación del significado de cada color. Las hojas de cálculos correspondientes a los diagnósticos para los demás transportadores se encuentran en los anexos del trabajo con su correspondiente informe.

Amarillo: Para las celdas en las que se vuelcan datos

Azul: Para las celdas en que se nominaliza un equipo o un escenario.

Verde: Para las celdas en que se desarrollan cálculos intermedios

Terracota: Para las celdas donde existen resultados significativos.

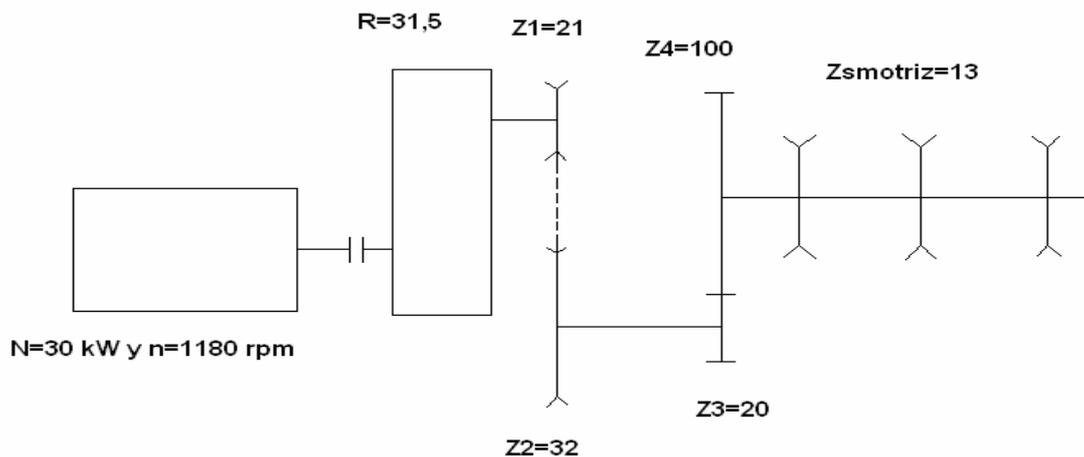
A continuación un ejemplo de la metodología montada sobre una hoja Excel para cada uno de los tres tipos de transportadores tablillas, rastrillos y bandas respectivamente.

### **III.2 Ejemplos de diagnósticos de transportadores. Montaje de escenarios en hojas de cálculos de Excel.**

### III.2.1 Transportador de caña # 1 de la Empresa Azucarera Carlos Baliño (tablillas)

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 98 t/h de caña. Posee una con un solo tramo y horizontal de 22 m de longitud. El ancho del entablillado es de 2 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 30 kW y a 1180 rpm. A continuación está montado un reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 21 y 32 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 20 y 100. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 13 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



(Fig. III.1) Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 1

1	Para un transportador de tabillas horizontal de una sola traza			
2	Entrada de datos			
3	Transportador # 1	Caso # 1	Caso # 2	Caso # 3
4	Ancho del entablillado (m)	2	2	2
5	Altura de la guardera (m)	1,8	1,8	1,8
6	Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7
7	Potencia del motor en kW	30	30	30
8	Factor de arranque	2	2	2
9	Velocidad angular (rpm) del motor	1180	1180	1180
10	Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	21	21	21
11	Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	32	80	80
12	Num de dientes del piñon (Z1)	20	20	20
13	Num de dientes de la catalina (Z2)	100	100	100
14	Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5	31,5
15	Relac. total de transmisión	240	600	600
16	Velocidad angular (rpm) Sprocket	4,92	1,97	1,97
17	Número de dientes sprock. Principal	13	13	13
18	Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152
19	Velocidad lineal del transportador en (m/s)	0,16	0,06	0,06
20	Material	caña	caña	caña
21	Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2
22	Angulo de talud est. en grados	10	10	10
23	Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4
24	Coefficiente dism. capac. por inclin.	1	1	1
25	Capacidad			
26	Capacidad potencial (ton/hora)	301,94	120,78	0
27	CUT para esta capacidad	0,33	0,81	0
28	Capacidad potencial en @/día	630459	252184	0
29	Veloc. Nec. Para 205 000 @/día			
30	Capac. ton/hor	98,18	98,18	98,18
31	Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,05	0,05	0,05
32	Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,06	0,06	0,06
33	Para variar Z del sproc. Conducido	98,41	98,41	98,41
34	Valor entero de Z2	32	80	80
35	Relac. De transm. total para el nuevo Z2	240	600	600
36	Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	4,92	1,97	1,97
37	Nueva veloc. Lineal	0,16	0,06	0,06
38	Factor de llenado real	0,7	0,7	0,7

39	Tensiones:			
40	Pesos lineales:			
41	Peso del entablillado (N/m)	1852	1852	1852
42	Peso del material (N/m)	1652	4131	0
43	Resist. por fric. Con las guard. N/m	1246	1246	1246
44	Longitud del transportador (m)	22	22	22
45	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
46	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	10301,75	10301,75	10301,75
47	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
48	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	37079	43696	32667
49	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
50	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
51	Tensión en el punto 2 (N)	13301,75	13301,75	13301,75
52	Tensión en el punto 3 (N)	14631,925	14631,925	14631,925
53	Tensión en el punto 4 (N)	51711	58328	47299
54	Tiraje efectivo (N)	48711	55328	44299
55	Factor de sobrecarga	2	2	2
56	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
57	Potencia del motor en kW	18,56	8,43	6,75
58	Indice de consumo	0,19	0,09	0,07
59	Cálculos de comp. de la cadena			
60	a) en funcionamiento			
61	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
62	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,020	0,003	0,003
63	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	607	152	61
64	Tensión teórica (N)	52318	58480	47360
65	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
66	Fuerza de cálculo	20927	23392	18944
67	Tensión de rotura	380000	380000	380000
68	Factor de seguridad	7	7	7
69	Tensión de comparación en func.	146491	163743	132608
70	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
71	b) Comprobación en el arranque			
72	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
73	Tensión de impulso (N)	409456	1023640	1023640
74	Tensión dinámica en el arranque (N)	360745	968312	979340
75	Tensión din. máx. Arranque (N)	165225	410716	410680
76	Valor total de la comprobación	247837,91	616074,69	616020,32
77	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
78	c) Comprobación al desgaste			
79	Tensión teórica para el desgaste (N)	52014	58404	47330
80	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	20806	23362	18932
81	Longitud del rodillo (B, mm)	30	30	30
82	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
83	Diámetro del pasador (mm)	25	25	25
84	Area de desgaste del pasador mm cuadrados	1250	1250	1250
85	Presión sobre el pasador (MPa)	17	19	15
86	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
87	Condición de resistencia	si	no	si

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

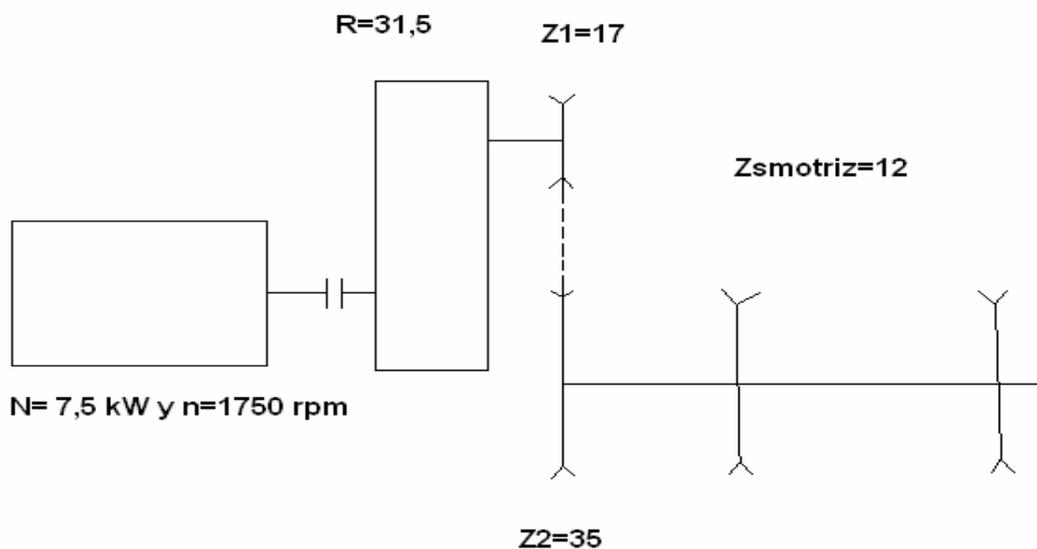
En el primer caso la velocidad lineal es de 0,16 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores. La capacidad potencial de transportación es de 301 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 33%. La potencia que se demanda es de 18 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,19 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los tres análisis (en funcionamiento, en arranque y al desgaste).

En el segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 32 a 80 dientes ya que la catalina ya poseía 100 dientes y resultaba más factible este aumento en la transmisión por cadenas, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,16 a 0,06 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 120 t/h proporcionando un valor del CUT de un 81% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado a diferencia del primer análisis donde solamente equivale a un 33%. La potencia demandada por el sistema es de 8,43 kW disminuyendo esta en gran medida debido a la disminución de la capacidad y con un índice de consumo de 0,09 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas resisten a los tres análisis antes dichos.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 6,75 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 15 kW que resulta la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya ya que no se estarían consumiendo 30 kW sino que solamente serían 15 kW lo que resultaría muy favorable para nuestra economía.

### III.2.2 Transportador de bagazo # 1 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne (rastrillos).

Este conductor tiene la tarea de manipular 35 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 5,5 m de longitud con una inclinación de 15 grados. El mismo esta compuesto por rastrillos de madera de 1,8 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 7,5 kW a 1750 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 17 y 35 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 12 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se ha analizado la demanda de potencia cuando trabaja en vacío para tener una idea del consumo de energía en esta situación y el tercero es donde se ha variado la velocidad lineal del transportador haciendo cambios en la transmisión.



(Fig. III.2) Esquema de la unidad motriz del conductor # 1 de bagazo

1	Transportadores de Rastrillos # 1	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	7,50	7,50	7,50
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750	1750
5	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50	31,50
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	17	17	13
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	35	35	57
8	Relación de transmisión total	64,85	64,85	138,12
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	27	27	13
10	Número de dientes del Sprocket motriz	12	12	12
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,82	0,82	0,39
13	Largo del rastrillo (m)	1,80	1,80	1,80
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	Angulo máximo de inclinación (grados)	15,00	15,00	15,00
16	Coef. de dism. de capac.por inclinación	0,90	0,90	0,90
17	Factor de llenado	0,85	0,85	0,85
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	98	98	46
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	35	0	35
21	Coeficiente de utilización técnica (CUT)	0,36	0,00	0,76
22	Bloque de tensiones			
23	Longitud del transportador, en m	5,5		
24	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	5,5	5,5	5,5
25	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	-15	-15	-15
26	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	5,5	5,5	5,5
27	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	15	15	15
28	Coeficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
29	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
30	Peso lineal de la carga (N/m)	116	0	248
31	Peso promedio de un rastrillo (N)	185	185	185
32	Separación entre rastrillos (m)	0,91	0,91	0,91
33	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	203	203	203
34	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	470	470	470
35	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	673	673	673

36	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-694	-529	-881
37	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	1634	1387	1913
38	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
39	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
40	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
41	Tensión en el punto 1 (N)	3694	3529	3881
42	Tensión en el punto 3 (N)	3300	3300	3300
43	Tensión en el punto 4 (N)	4934	4687	5213
44	Bloque de potencia			
45	Tiraje efectivo (N)	1239	1158	1332
46	Factor de sobrecarga	3,00	3,00	3,00
47	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
48	Potencia necesaria (kW)	3,6	3,4	1,8
49	Potencia del motor seleccionando	5,0		
50	Indice de consumo (kW-h/t)	0,10	#DIV/0!	0,05
51	Factor de arranque del motor	2,00		
52	Factor por el tipo de acoplamiento	1,30		
53	Cálculos de comprobación			
54	a) En funcionamiento			
55	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,61	0,61	0,13
56	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
57	Factor de aum. en los rastr.	1	1	1
58	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	255	0	0
59	Tensión teórica (N)	3255	3000	3000
60	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
61	Tensión de cálculo (N)	1953	1800	1800
62	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
63	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	19527	18000	18000
64	Tensión de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
65	¿Es B64 mayor que B63?	Sí	Sí	Sí
66	b) En el arranque:			
67	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
68	Tensión de impulso (N)	13470	0	0
69	Tensión dinámica (N)	12231	-1158	-1332
70	Tens. max. din. (N)	9291	1105	1001
71	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	34,44	289,52	319,66
72	¿Es B71 mayor que 1,5?	Sí	Sí	Sí
73	c) Al desgaste			
74	Bh en (mm)	40	40	40
75	S en (mm)	8	8	8
76	d n (mm)	20	20	20
77	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
78	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
79	Tens. teor. desg. (N)	5061	4687	5213
80	Tens. de calc. desg. (N)	3037	2812	3128
81	Presión de trabajo, en Mpa	2,7	2,5	2,8
82	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
83	¿Es B82 mayor que B81?	si	si	si
84	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
85	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

### Resultados de los escenarios:

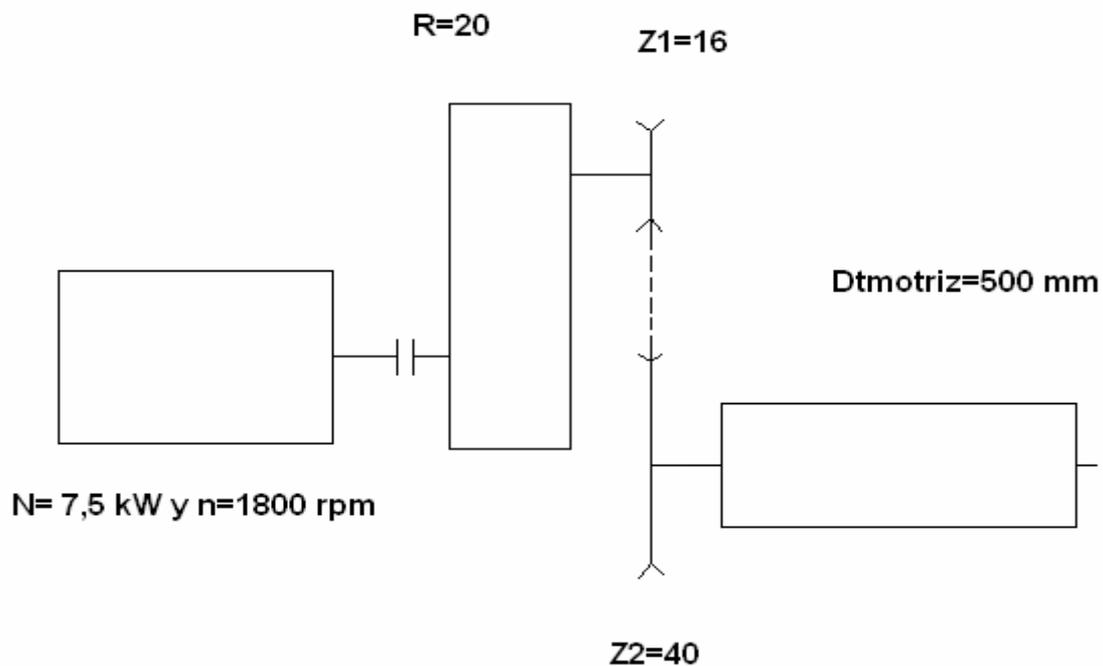
En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,82 m/s lo cual es un valor muy alto para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 98 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT muy bajo igual a un 36%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 3,6 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,10 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

En un segundo caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuanto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 3,4 kW.

Y en un tercer y último caso fue donde se varió la velocidad lineal que era de un valor muy alto de 0,82 m/s como ya se dijo anteriormente y para esto se varió el número de dientes en la transmisión por cadenas por una completamente nueva de 13 y 57 dientes respectivamente, se variaron ambos sprocket ya que estos se encuentran disponibles logrando una nueva velocidad de 0,39 m/s la cual es correcta. La capacidad disminuyó considerablemente con la variación de la velocidad proporcionando un valor del CUT del un 76% el cual es un valor que se pudiera aumentar un poco mas pero se puede afirmar que está correcto. La potencia demandada fue de 1,8 kW ya aquí se puede ver claramente la gran diferencia con respecto a la instalada por lo que se recomienda sustituir por un motor de hasta 5 kW y su índice de consumo debido a todo esto también disminuyó hasta tomar el valor de 0,05 kW-h/ ton de bagazo. Y por último las cadenas no presentaron problemas a los tres análisis de resistencia.

### III.2.3 Transportador de azúcar # 1 de la Empresa Azucarera José María Pérez (banda).

Este conductor tiene como misión la manipulación de aproximadamente 15 t/h de azúcar. Posee una traza de 43 m de longitud y 15 grados de inclinación, con un ancho de banda de 600 mm. La unidad motriz como se puede ver en el esquema está compuesta por un motor de 7,5 kW a 1800 rpm. A continuación se encuentra montado un reductor con relación de trasmisión de 20, seguido de una transmisión por cadenas de 16 y 40 dientes respectivamente. El diámetro de la tambora motriz es de 500 mm. Se llevaron a cabo tres montajes de diversos casos, el primero al igual que los casos anteriores no es más que la situación actual del equipo, el segundo similarmente a los anteriores es donde se varía la velocidad lineal del transportador, y un tercer caso no sería otro que conocer la demanda de potencia cuando el mismo esta operando en vacío.



(Fig. III.3) Esquema de la unidad motriz del conductor de azúcar # 1

1	Transportador de Banda inclinado 15 grados	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Capacidad			
3	Potencia del motor en kW	7,5	7,5	7,5
4	Velocidad angular del motor en rev/min	1800	1800	1800
5	Relación de transmisión del reductor	20	20	20
6	Número de dientes del sprocket conductor	16	16	16
7	Número de dientes del sprocket conducido	40	86	86
8	Relacion de transmision total	50	107,5	107,5
9	Velocidad angular de la tambora motriz (rev/min)	36	16,74	16,74
10	Diámetro de la tambora motriz (mm)	500	500	500
11	Velocidad lineal de la banda (m/s)	0,94	0,44	0,44
12	Ancho de la banda (m)	0,60	0,60	0,60
13	Densidad del material (t/m <sup>3</sup> )	0,92	0,92	0,92
14	Angulo de inclin. maximo en el trans. (grados)	15	15	15
15	Coefficiente de disminución por inclinación	0,9	0,9	0,9
16	Angulo de talud estatico del material en grados	40	40	40
17	Capacidad potencial del transportador (t/h)	41,32	19,75	0
18	Capacidad real máxima (t/h)	15,80	15,80	15,80
19	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,38	0,80	0
20	Tensiones			
21	Peso de la banda (kg/m <sup>2</sup> )	8	8	8
22	Peso lineal de la banda en N/m	47,09	47,09	47,09
23	Peso de una estación de rodillos superiores (lbs)	18	18	18
24	Peso de una estación de rodillos superiores en N	80,06	80,06	80,06
25	Separación entre rodillos superiores en m	1,05	1,05	1,05
26	Peso lineal de rodillos superiores en N/m	76,25	76,25	76,25
27	Peso de un rodillo inferior (en lbs)	18	18	18
28	Peso de un rodillo inferior en N	80,06	80,06	80,06
29	Separación entre rodillos inferiores en (m)	3	3	3
30	Peso lineal de rodillos inferiores en N/m	26,688	26,688	26,688
31	Peso lineal de la carga en N/m	45,684	98,221	0
32	Distancia entre los puntos 1 y 2 en m	43,20	43,20	43,20
33	Angulo de inclinación entre los puntos 1 y 2 (grados)	15	15	15
34	Distancia entre los puntos 3 y 4 en m	43,2	43,2	43,2
35	Angulo de inclinación entre los puntos 3 y 4 (grados)	15	15	15

36	Fact. de resist. al mov. rama inf.	0,08	0,08	0,08
37	Fact. de resist. al mov. rama sup.	0,08	0,08	0,08
38	Incremento de la resistencia entre puntos 1 y 2 (N)	772,77	772,77	772,77
39	Incremento de la resistencia entre puntos 3 y 4 (N)	1601,53	2364,32	938,23
40	Factor de aumento de la tension entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
41	Coefficiente de traccion de tambora motriz	2,56	2,56	2,56
42	Tension en el punto 1 (N). Primer cálculo	206,00	206,00	206,00
43	Tensión mínima	500	500	500
44	Tensión en el punto 1	500	500	500
45	Tension en el punto 2 en N	1273	1273	1273
46	Tension en el punto 3 en N	1400	1400	1400
47	Tension en el punto 4 en N	3002	3764	2338
48	Tiraje efectivo en N	2502	3264	1838
49	Factor de sobrecarga	2	2	2
50	Eficiencia de total del sistema de transmision	0,85	0,85	0,85
51	Potencia en kW	5,55	3,37	1,90
52	Indice de consumo (kW-h/tonelada de material)	0,35	0,21	0,12
53	<b>Comprobacion de la banda</b>			
54	<b>a) en funcionamiento</b>			
55	Se debe cumplir que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u > K \cdot S_{max}$			
56	Ku=0.8 (suponiendo una banda empate por vulcanizado)	0,8	0,8	0,8
57	K es el factor de seguridad de acuerdo al Nro de capas	7	7	7
58	Srotura de la banda	250	250	250
59	Ancho de banda	80	80	80
60	Miembro izquierdo de la ecuacion	156960	156960	156960
61	Miembro derecho de la ecuacion	21011,04	26350,60	16367,95
62	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI
63	<b>b) en el arranque</b>			
64	Debe cumplirse que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u / S_{max} + S_{din} > 1,5$			
65	Por se acoplamiento flexible (Km)	1,3	1,3	1,3
66	Tension de impulso (Simp)	17587,14	37812,35	37812,35
67	Tension dinamica (Sdin=Simp-Wo)	15085,56	34547,98	35974,07
68	Calculando la ecuacion total	8,68	4,10	4,10
69	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI

Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,94 m/s, la cual se considera normal para este tipo de transportador y el material a manejar. Pero la capacidad potencial es de 41 t/h de azúcar lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor tan bajo como de un 38%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 5,5 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,35 kW-h/ ton de azúcar. Y la banda resiste a los dos análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque.

En un segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 40 a 86 dientes, por lo cual la velocidad disminuyó en gran medida desde el valor anterior hasta 0,44 m/s. La capacidad potencial debido al cambio de la velocidad disminuyó hasta un valor tal que proporciono que el CUT tomara un valor de un 80% lo cual es una buena cifra dentro de lo que esta recomendado. La potencia que se demanda es de 3,3 kW con un (IC) de 0,21 kW-h/ ton de azúcar. Y por ultimo la banda o presenta problema alguno de resistencia.

Y como un tercer y último caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación.

Una vez realizado los cálculos de cada uno de estos equipos se puede ofrecer una especie de tabla de resultados, resaltando en estas los datos tan importante como las potencias instaladas y las necesarias previamente calculadas, donde se da una idea muy clara de los consumos innecesarios de dichos transportadores y poder pensar un poco de cómo influye negativamente en la economía.

### III.2.4 Análisis de los resultados obtenidos

(Tabla III.1) Resultados de los diagnósticos realizados todos los conductores de caña, bagazo y azúcar pertenecientes al CAI Heriberto Duquesne.

Transportador	Pot.Inst. (kW)	Pot. Nec. kW	Qp (t/h)	Qr (t/h)	CUT	IC (kW-h/t)
Caña # 1	30	17,72	338,02	110,15	0,32	0,16
Caña # 2	40	13,42	229,58	110,15	0,47	0,12
Caña # 3	40	19,01	138,21	110,15	0,79	0,17
Bagazo # 1	7,5	3,6	98	30	0,31	0,12
Bagazo # 2	40	25,6	37	30	0,82	0,85
Bagazo # 3	7,5	6,4	27	10	0,37	0,64
Bagazo # 4	13	11	31	20	0,65	0,89
Bagazo # 5	22	7,76	25	20	0,39	0,39
Bagazo # 6	7,5	0,70	12,90	6,75	0,48	0,11
Azúcar # 1	5,5	1,32	17,22	11	0,64	0,12
Azúcar # 2	14	2,57	29,19	11	0,47	0,23
Totales	227	109,1(48%)				3,8

(Tabla III.2) Resultados de los diagnósticos realizados todos los conductores de caña y bagazo pertenecientes al CAI Carlos Baliño.

Transportador	Pot.Inst. (kW)	Pot. Nec. kW	Qp (t/h)	Qr (t/h)	CUT	IC (kW-h/t)
Caña # 1	30	18,56	301,94	98,18	0,32	0,19
Caña # 2	30	11,24	113,06	98,18	0,86	0,11
Bagazo # 1	21,3	11,28	35,29	29,45	0,83	0,38
Bagazo # 2	21,3	18,90	34,98	29,45	0,84	0,64
Bagazo # 3	21,3	20,52	30,73	29,45	0,96	2,05
Totales	123,9	80,5(65%)				3,37

**(Tabla III.3) Resultados de los diagnósticos realizados todos los conductores de caña y bagazo pertenecientes al CAI Héctor Rodríguez.**

Transportador	Pot.Inst. (kW)	Pot. Nec. kW	Qp (t/h)	Qr (t/h)	CUT	IC (kW-h/t)
Caña # 1	40	22,4	220,7	191,57	0,87	0,12
Caña # 2	40	20,33	200,07	191,57	0,96	0,11
Bagazo # 1	22	20,21	92,08	57,47	0,62	0,35
Bagazo # 2	40	39	72,29	57,47	0,79	0,68
Bagazo # 3	40	37	69,85	57,47	0,82	0,65
Bagazo # 4	14	6,42	37,89	57,47	1,52	0,11
Totales	196	145,36(74%)				2,02

**(Tabla III.4) Resultados de los diagnósticos realizados todos los conductores de caña, bagazo y azúcar pertenecientes al CAI José María Pérez.**

Transportador	Pot.Inst. (kW)	Pot. Nec. kW	Qp (t/h)	Qr (t/h)	CUT	IC (kW-h/t)
Caña # 1	40	11,6	234,27	158,05	0,65	0,07
Caña # 2	40	5,12	253,05	158,05	0,62	0,03
Caña # 3	40	13,8	215,49	158,05	0,73	0,09
Bagazo # 1	22	17,69	55,76	47,4	0,85	0,37
Bagazo # 2	40	24,72	55,76	47,4	0,85	0,52
Bagazo # 3	40	27,21	66,41	47,4	0,71	0,57
Azúcar # 1	7,5	5,5	41,32	15,8	0,38	0,35
Azúcar # 2	5,5	3,63	78,54	15,8	0,20	0,23
Totales	235	109,27(46%)				2,23

### **Conclusiones Parciales.**

1. Una vez analizados cada uno de estos equipos y llevando los resultados de mayor importancia a una tabla muy general que describe cada central. Se realizó un cálculo estimado en base a la potencia demandada por cada uno de los sistemas de transportación y teniendo en cuenta que un hogar consume al mes aproximadamente 300 kW-h, todo esto equivale a la demanda de 1063 hogares de este tipo en un mes.
2. Por otra parte cuando por ejemplo existe instalado 30 kW cuando lo que necesita realmente es de alrededor de 15 kW o sea la mitad, el factor de potencia de los motores disminuye en gran medida, esto no es favorable desde el punto de vista de la eficiencia del equipo y la Compañía Eléctrica posee regulaciones para multar en algunos casos donde no se respeten dichas normativas.
3. La suma total de la potencia consumida de las cuatro empresas en 100 días de zafra asciende a la cifra de 95 688 pesos, teniendo en cuenta el precio del kW-h a 0,09 pesos (esto es un cálculo aproximado la Empresa Eléctrica le cobra al MINAZ una tarifa según los bancos de transformadores que tenga instalado cada CAI en específico.)

## **Conclusiones Generales:**

1. Del montaje de los cálculos de diagnósticos en hojas Excel, mediante las cuales se ha creado una fuerte herramienta para el personal responsable para futuros estudios y cálculos. Se puede afirmar que se han derivado informaciones importantes desde el punto de vista de su utilidad práctica por el personal técnico de cada una de las empresas azucareras involucradas.
2. Por lo general se presentan problemas de baja utilización de la capacidad potencial en muchos transportadores de los analizados, esto acarrea todos los problemas ya antes expuestos en el trabajo.
3. Existe una tendencia de sobredimensionamiento de los motores eléctricos instalados en estos transportadores, lo cual provoca una disminución del factor de potencia de dichos motores trayendo consigo los problemas abordados en el trabajo, que repercuten directamente hacia la economía.

## **Recomendaciones**

- 1- Darle seguimiento a estos trabajos que pueden ser de gran utilidad en cuanto a lograr modificar los equipos que lo requieran logrando así que mejore tanto su vida útil como la eficiencia con el propósito de lograr grandes ahorros energéticos en tiempo de zafra para nuestro país.
- 2- Lograr que se retome aunque sea poco a poco la importancia que tiene el mantenimiento de dichos equipos, referidos en diversas normativas (normas técnicas) pero que no se cumplen lo cual atenta mucho con todo lo anteriormente dicho.
- 3- Lograr un crecimiento en cuanto al conocimiento general de los técnicos y trabajadores en general que interactúan directamente con estos transportadores para que posean una idea más clara de ¿cuales son los problemas y por que?

## BIBLIOGRAFÍA

<b>1.</b> Cadenas para transportadores en la Industria Azucarera Cubana. Ministerio de la Industria Azucarera.
<b>2.</b> Catálogo para bandas transportadoras INDY, España, 2003
<b>3.</b> Chain Belt Company of Milwaukee USA 1950
<b>4.</b> Chain Belt Company of Milwaukee USA 1952.
<b>5.</b> Chain Belt Company of Milwaukee USA 1959.
<b>6.</b> Hudson, W.; Coveyors and related equipment, John Wiley and sons inc., USA, 1954.
<b>7.</b> Hugot, E, Manual para Ingenieros Azucareros, Ediciones Revolucionarias, 1986.
<b>8.</b> Índices de Capacidades para ingenios de azúcar de crudos de Cuba, Editorial Ciencia y Técnica, Instituto Cubano del Libro, Habana, 1971.
<b>9.</b> Machado. Campo. F. Entrevistas individuales. Santa Clara.2009.
<b>10.</b> Maquinarias. Jefes (Entrevistas con cada uno de los 4 CAI estudiados)
<b>11.</b> Medina. del Toro. F. Entrevistas individuales. Santa Clara. 2009
<b>12.</b> Norma técnica 600-9, Ministerio de la Industria Azucarera
<b>13.</b> Oriol Guerra José M., Conferencia de Máquinas transportadoras, Editorial Félix Varela.1993.
<b>14.</b> Oriol Guerra José M., Máquinas de transporte continuo, Edición Editorial, 1988.
<b>15.</b> Pérez, Castellanos, E. Metodologías de cálculos de diagnósticos para transportadores industriales.
<b>16.</b> Pérez. Eurquiza. F. Entrevistas individuales. Santa Clara.2009.
<b>17.</b> <a href="http://www.mk-group.com/es/productos-soluciones/productos-mk.html">http://www.mk-group.com/es/productos-soluciones/productos-mk.html</a>
<b>18.</b> <a href="http://www.mecalux.es/navigation/products/Catalog.do">http://www.mecalux.es/navigation/products/Catalog.do</a>
<b>19.</b> <a href="http://www.automotionconveyors.com//productos/transportadores.htm">http://www.automotionconveyors.com//productos/transportadores.htm</a>
<b>20.</b> <a href="http://www.continentalconveyor.com/USA">http://www.continentalconveyor.com/USA</a>
<b>21.</b> <a href="http://www.jocartransmisiones.com/page10.html">http://www.jocartransmisiones.com/page10.html</a>
<b>22.</b> <a href="http://www.maquinaria.cl/conveyor.htm">http://www.maquinaria.cl/conveyor.htm</a>

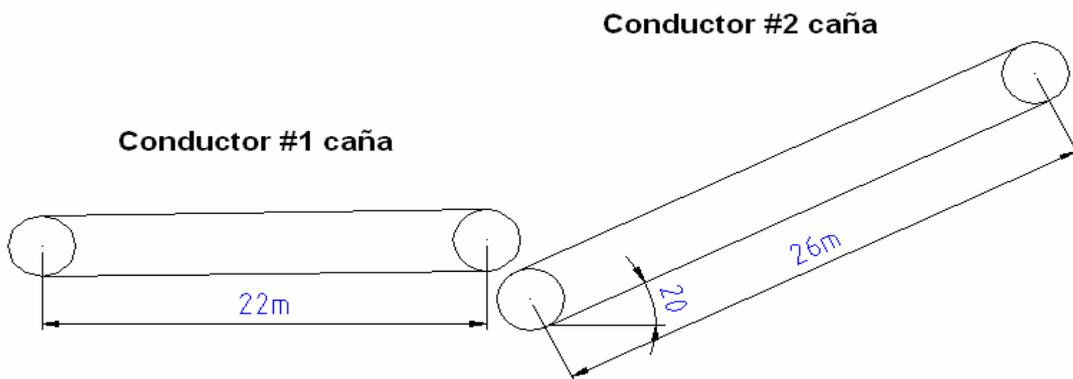
## ANEXOS

### Caracterización de las empresas objeto de estudio

#### E.A Carlos Baliño

Esta empresa se encuentra ubicada en el municipio de Santo Domingo. Posee la particularidad desde hace varios años de ser la única empresa azucarera en Cuba que produce azúcar crudo normal y azúcar orgánica. Este CAI posee una capacidad de molida de alrededor de las 205 000 @/día que es lo mismo a 98,18 t/h de caña a procesar.

Para el sistema de transportación de caña el esquema según su traza es el siguiente.

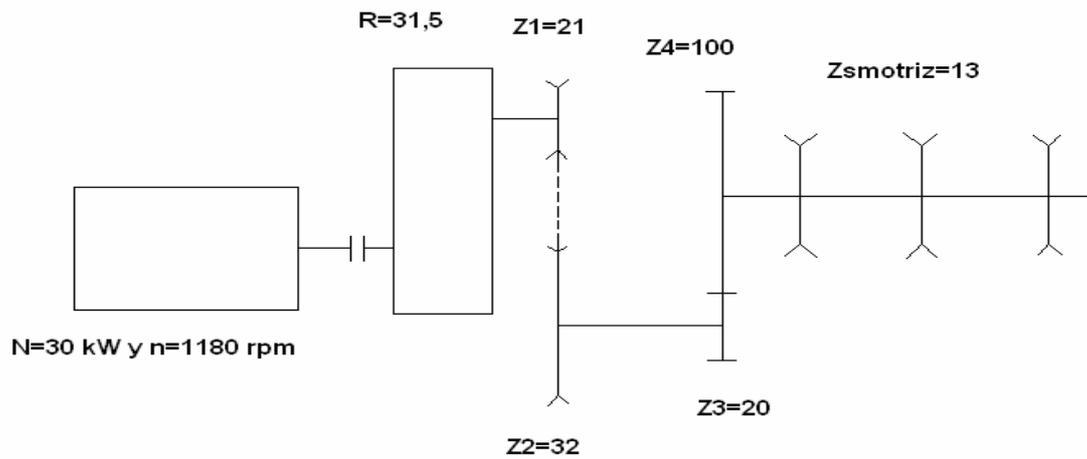


#### **Transportador de caña # 1 de la Empresa Azucarera Carlos Baliño (caña)**

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 98 t/h de caña. Posee una con un solo tramo y horizontal de 22 m de longitud. El ancho del entablillado es de 2 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 30 kW y a 1180 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 21 y 32 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 20 y 100. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 13 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha

variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 1

1	Para un transportador de tabillas horizontal de una sola traza			
2	Entrada de datos			
3	Transportador # 1	Caso # 1	Caso # 2	Caso # 3
4	Ancho del entablillado (m)	2	2	2
5	Altura de la guardera (m)	1,8	1,8	1,8
6	Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7
7	Potencia del motor en kW	30	30	30
8	Factor de arranque	2	2	2
9	Velocidad angular (rpm) del motor	1180	1180	1180
10	Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	21	21	21
11	Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	32	80	80
12	Num de dientes del piñon (Z1)	20	20	20
13	Num de dientes de la catalina (Z2)	100	100	100
14	Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5	31,5
15	Relac. total de transmisión	240	600	600
16	Velocidad angular (rpm) Sprocket	4,92	1,97	1,97
17	Número de dientes sprock. Principal	13	13	13
18	Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152
19	Velocidad lineal del transportador en (m/s)	0,16	0,06	0,06
20	Material	caña	caña	caña
21	Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2
22	Angulo de talud est. en grados	10	10	10
23	Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4
24	Coefficiente dism. capac. por inclin.	1	1	1
25	Capacidad			
26	Capacidad potencial (ton/hora)	301,94	120,78	0
27	CUT para esta capacidad	0,33	0,81	0
28	Capacidad potencial en @/día	630459	252184	0
29	Veloc. Nec. Para 205 000 @/día			
30	Capac. ton/hor	98,18	98,18	98,18
31	Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,05	0,05	0,05
32	Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,06	0,06	0,06
33	Para variar Z del sproc. Conducido	98,41	98,41	98,41
34	Valor entero de Z2	32	80	80
35	Relac. De transm. total para el nuevo Z2	240	600	600
36	Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	4,92	1,97	1,97
37	Nueva veloc. Lineal	0,16	0,06	0,06
38	Factor de llenado real	0,7	0,7	0,7

39	Tensiones:			
40	Pesos lineales:			
41	Peso del entablillado (N/m)	1852	1852	1852
42	Peso del material (N/m)	1652	4131	0
43	Resist. por fric. Con las guard. N/m	1246	1246	1246
44	Longitud del transportador (m)	22	22	22
45	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
46	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	10301,75	10301,75	10301,75
47	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
48	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	37079	43696	32667
49	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
50	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
51	Tensión en el punto 2 (N)	13301,75	13301,75	13301,75
52	Tensión en el punto 3 (N)	14631,925	14631,925	14631,925
53	Tensión en el punto 4 (N)	51711	58328	47299
54	Tiraje efectivo (N)	48711	55328	44299
55	Factor de sobrecarga	2	2	2
56	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
57	Potencia del motor en kW	18,56	8,43	6,75
58	Indice de consumo	0,19	0,09	0,07
59	Cálculos de comp. de la cadena			
60	a) en funcionamiento			
61	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
62	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,020	0,003	0,003
63	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	607	152	61
64	Tensión teórica (N)	52318	58480	47360
65	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
66	Fuerza de cálculo	20927	23392	18944
67	Tensión de rotura	380000	380000	380000
68	Factor de seguridad	7	7	7
69	Tensión de comparación en func.	146491	163743	132608
70	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
71	b) Comprobación en el arranque			
72	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
73	Tensión de impulso (N)	409456	1023640	1023640
74	Tensión dinámica en el arranque (N)	360745	968312	979340
75	Tensión din. máx. Arranque (N)	165225	410716	410680
76	Valor total de la comprobación	247837,91	616074,69	616020,32
77	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
78	c) Comprobación al desgaste			
79	Tensión teórica para el desgaste (N)	52014	58404	47330
80	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	20806	23362	18932
81	Longitud del rodillo (B, mm)	30	30	30
82	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
83	Diámetro del pasador (mm)	25	25	25
84	Area de desgaste del pasador mm cuadrados	1250	1250	1250
85	Presión sobre el pasador (MPa)	17	19	15
86	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
87	Condición de resistencia	si	no	si

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,16 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores. La capacidad potencial de transportación es de 301 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 33%. La potencia que se demanda es de 18 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,19 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los tres análisis (en funcionamiento, en arranque y al desgaste).

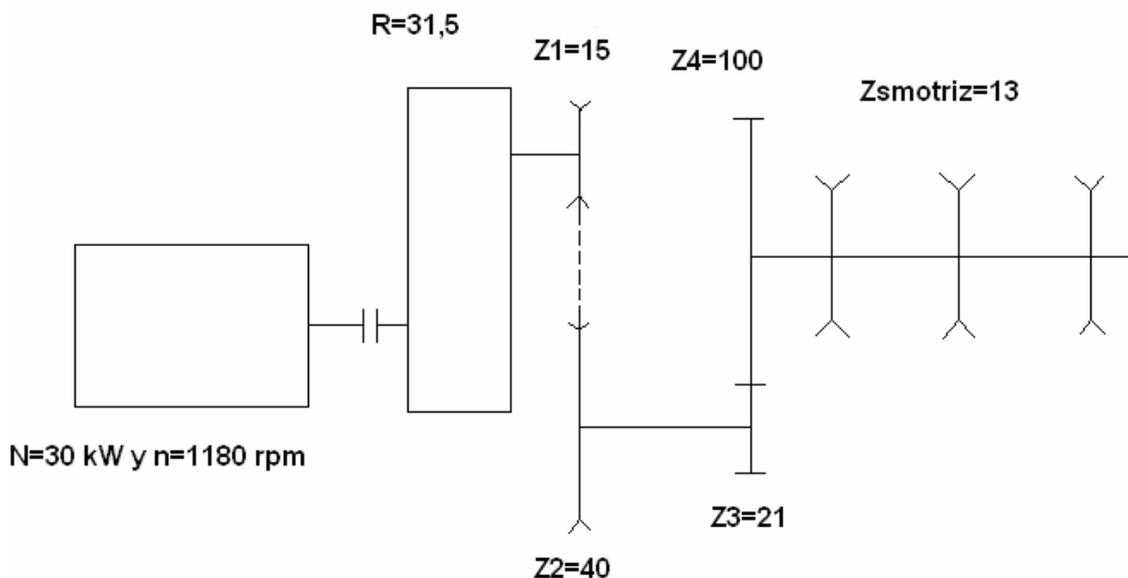
En el segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 32 a 80 dientes ya que la catalina ya poseía 100 dientes y resultaba más factible este aumento en la transmisión por cadenas, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,16 a 0,06 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 120 t/h proporcionando un valor del CUT de un 81% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado a diferencia del primer análisis donde solamente equivale a un 33%. La potencia demandada por el sistema es de 8,43 kW disminuyendo esta en gran medida debido a la disminución de la capacidad y con un índice de consumo de 0,09 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas resisten a los tres análisis antes dichos.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 6,75 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 15 kW que resulta la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya

## Transportador de caña # 2 de la Empresa Azucarera Carlos Baliño (caña)

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 98 t/h de caña. Posee una con un solo tramo y inclinado 20 grados de 26 m de longitud. El ancho del entablillado es de 1,9 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 30 kW y a 1180 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 15 y 40 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 21 y 100. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 203 mm movidas por sprocket de 13 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo analizando el aspecto de la potencia y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 2

1	Para un transportador de tabillas inclinado 20 grados de una sola traza			
2	Entrada de datos			
3	Transportador # 2	Caso # 1	Caso # 2	Caso # 3
4	Ancho del entablillado (m)	1,9	1,9	1,9
5	Altura de la guardera (m)	1,2	1,2	1,2
6	Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7
7	Potencia del motor en kW	30	30	30
8	Factor de arranque	2	2	2
9	Velocidad angular (rpm) del motor	864	864	864
10	Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	15	15	15
11	Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	40	40	40
12	Num de dientes del piñon (Z1)	21	21	21
13	Num de dientes de la catalina (Z2)	100	100	100
14	Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5	31,5
15	Relac. total de transmisión	400	400	400
16	Velocidad angular (rpm) Sprocket	2,16	2,16	2,16
17	Número de dientes sprock. Principal	13	13	13
18	Paso de la cadena principal (mm)	203	203	203
19	Velocidad lineal del transportador en (m/s)	0,10	0,10	0,10
20	Material	caña	caña	caña
21	Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2
22	Angulo de talud est. en grados	10	10	10
23	Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4
24	Coefficiente dism. capac. por inclin.	0,9	0,9	0,9
25	Capacidad			
26	Capacidad potencial (ton/hora)	113,06	113,06	0
27	Capacidad potencial en @/día	236061	236061	0
28	CUT	0,87	0,87	0
29	Veloc. Nec. Para 205 000 @/día			
30	Capac. ton/hor	98,18	98,18	98,18
31	Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,08	0,08	0,08
32	Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,10	0,10	0,10
33	Para variar Z del sproc. Conducido	46,06	46,06	46,06
34	Valor entero de Z2	36	36	40
35	Relac. De transm. total para el nuevo Z2	360	360	400
36	Nueva veloc. ang. Del sprock. principal	2	2	2,16
37	Nueva veloc. Lineal	0,11	0,11	0,10
38	Factor de llenado real	0,7	0,7	0,7

39	Tensiones:			
40	Pesos lineales:			
41	Peso del entablillado (N/m)	2169	2169	2169
42	Peso del material (N/m)	2534	2534	0
43	Resist. por fric. Con las guard. N/m	554	554	554
44	Longitud del transportador (m)	26	26	26
45	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
46	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	14212,3725	14212,3725	14098,5
47	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
48	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	29307	29307	21165
49	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
50	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
51	Tensión en el punto 2 (N)	17212,3725	17212,3725	17098,5
52	Tensión en el punto 3 (N)	18933,60975	18933,60975	18808,35
53	Tensión en el punto 4 (N)	48241	48241	39973
54	Tiraje efectivo (N)	45241	45241	36973
55	Factor de sobrecarga	2	2	2
56	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
57	Potencia del motor en kW	11,24	11,24	8,26
58	Índice de consumo	0,11	0,11	0,08
59	Cálculos de comp. de la cadena			
60	a) en funcionamiento			
61	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
62	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,006	0,006	0,005
63	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	297	297	134
64	Tensión teórica (N)	48538	48538	40108
65	Factor ki por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
66	Fuerza de cálculo	19415	19415	16043
67	Tensión de rotura	380000	380000	380000
68	Factor de seguridad	7	7	7
69	Tensión de comparación en func.	135907	135907	112301
70	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
71	b) Comprobación en el arranque			
72	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
73	Tensión de impulso (N)	628079	628079	697865
74	Tensión dinámica en el arranque (N)	582838	582838	660892
75	Tensión din. máx. Arranque (N)	252551	252551	280400
76	Valor total de la comprobación	378825,7528	378825,7528	420599,8165
77	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
78	c) Comprobación al desgaste			
79	Tensión teórica para el desgaste (N)	48390	48390	40040
80	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	19356	19356	16016
81	Longitud del rodillo (B, mm)	30	30	30
82	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
83	Diámetro del pasador (mm)	25	25	25
84	Área de desgaste del pasador mm cuadrados	1250	1250	1250
85	Presión sobre el pasador (MPa)	15	15	13
86	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
87	Condición de resistencia	SI	SI	SI

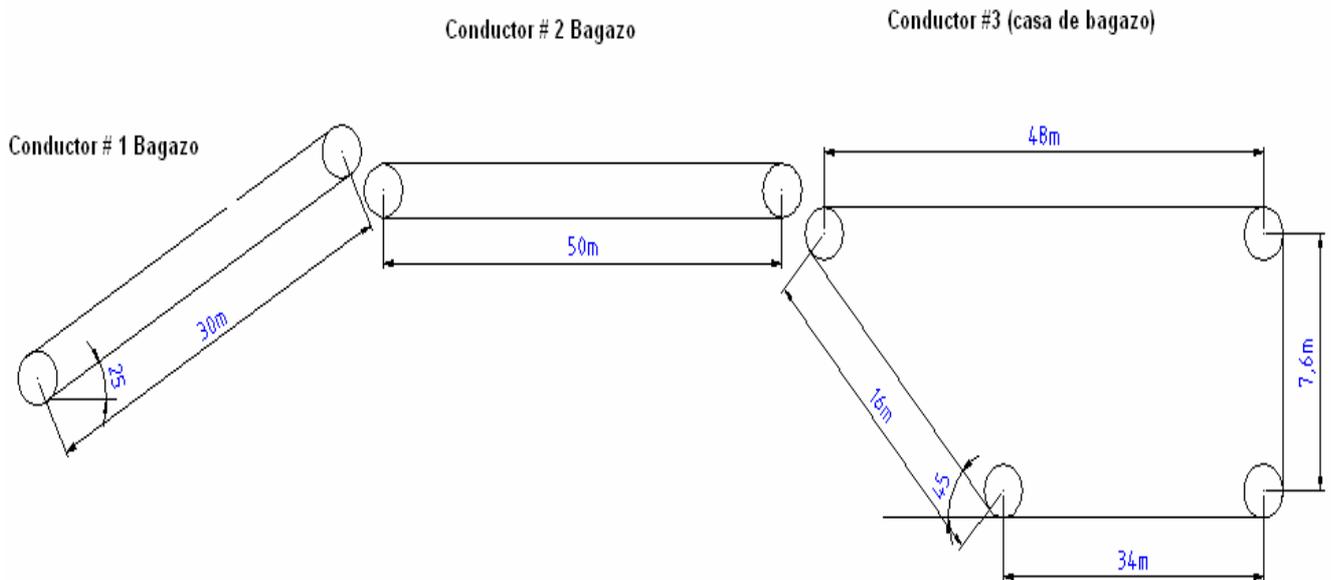
Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,10 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores. La capacidad potencial de transportación es de 113 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de un 87%. La potencia que se demanda es de 11 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,11 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los tres análisis (en funcionamiento, en arranque y al desgaste).

En el segundo se dejó todo y como estaba el equipo ya que por su transmisor poseía una buena velocidad que cumplía con un correcto valor de capacidad potencial dando así el valor del CUT de un 87% el cual resulta muy aceptable. La potencia demandada por el sistema es de 11 kW al igual que el primer caso siendo esta un poco más de la mitad de la instalada que son 30 kW y con un índice de consumo de 0,11 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas resisten a los tres análisis antes dichos.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 8,26 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 15 kW que resulta la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya ya que no se estarían consumiendo 30 kW sino que solamente serían 15 kW lo que resultaría muy favorable para nuestra economía.

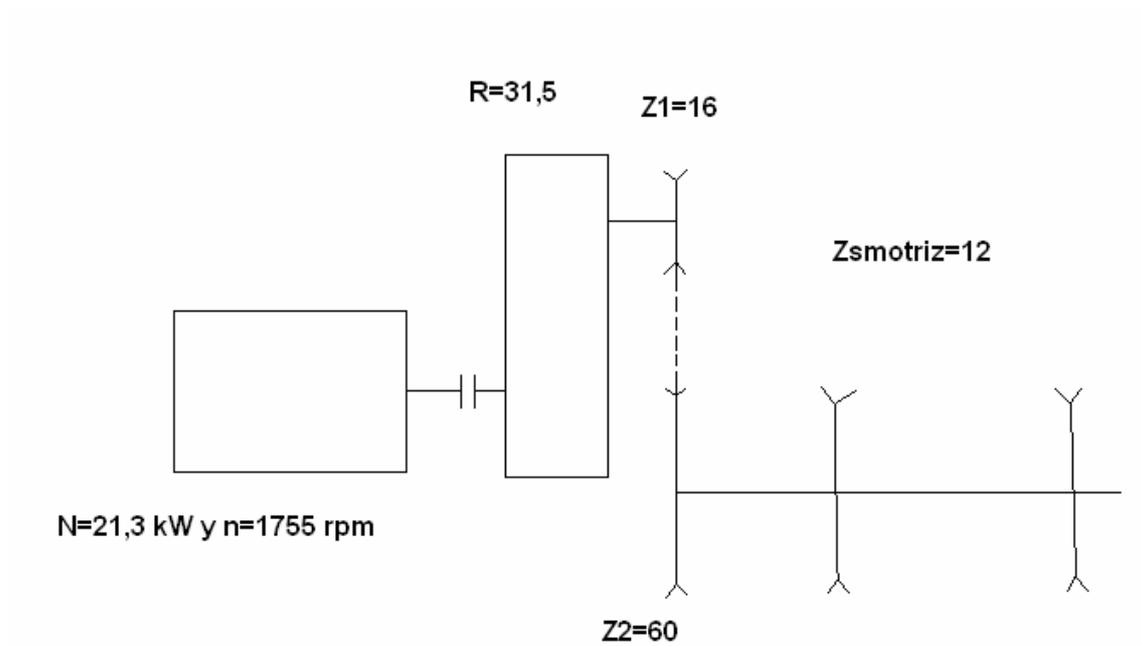
Para su sistema de transportación de bagazo



### Transportador de bagazo # 1 de la Empresa Azucarera Carlos Baliño.

Este conductor tiene la tarea de manipular 29 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 30 m de longitud con una inclinación de 25 grados. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,5 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 21,3 kW a 1755 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 16 y 60 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 12 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se ha analizado la demanda de potencia y compararla con la instalada y el tercero es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor # 1 de bagazo.

1	Transportadores de Rastrillos # 1 (inclinado 25 grados)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	21,3	21,3	21,3
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1755	1755	1755
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	16	16	16
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	60	60	60
8	Relación de transmisión total	118,13	118,13	118,13
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	14,86	14,86	14,86
10	Número de dientes del Sprocket motriz	12	12	12
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,45	0,45	0,45
13	Largo del rastrillo (m)	1,52	1,52	1,52
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	angulo máximo de inclinación (grados)	25	25	25
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,7	0,7	0,7
17	Factor de llenado	0,85	0,85	0,85
18	Densidad del material en t/m3	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	35,29	35,29	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	29,45	29,45	0
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,83	0,83	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	30	30	30
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	-25	-25	-25
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	30	30	30
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	25	25	25
27	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
28	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
29	Peso lineal de la carga (N/m)	177,68	177,68	0
30	Peso promedio de un rastrillo (N)	65	65	65
31	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
32	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	71	71	71
33	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	496	496	496
34	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	624,0	624,0	624,0
35	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-5875,49	-5875,49	-5875,49

36	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	16185,70	16185,70	9947,35
37	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1	1,1
38	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
39	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
40	Tensión en el punto 1 (N)	8875,49	8875,49	8875,49
41	Tensión en el punto 3 (N)	3300,00	3300,00	3300,00
42	Tensión en el punto 4 (N)	19485,70	19485,70	13247,35
43	Bloque de potencia			
44	Tiraje efectivo (N)	10610,20	10610,20	4371,85
45	Factor de sobrecarga	2,00	2,00	2,00
46	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
47	Potencia necesaria (kW)	11,28	11,28	4,65
48	Indice de consumo (kW-h/t)	0,38	0,38	#¡DIV/0!
49	Cálculos de comprobación			
50	a) En funcionamiento			
51	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,18	0,18	0,18
52	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
53	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5	1,5
54	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	1926	1926	1790
55	Tensión teórica (N)	21412	21412	15038
56	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
57	Tensión de cálculo (N)	12847	12847	9023
58	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
59	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	128472	128472	90226
60	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
61	¿Es B60 mayor que B59?	Si	Si	Si
62	b) En el arranque:			
63	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
64	Tensión de impulso (N)	104223	104223	104223
65	Tensión dinámica (N)	93613	93613	99851
66	Tens. max. din. (N)	69015	69015	68933
67	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	4,64	4,64	4,64
68	¿Es B87 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
69	c) Al desgaste			
70	Bh en (mm)	40	40	40
71	S en (mm)	8	8	8
72	d en (mm)	20	20	20
73	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
74	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
75	Tens. teor. desg. (N)	20449	20449	14143
76	Tens. de calc. desg. (N)	12269	12269	8486
77	Presión de trabajo, en Mpa	11,0	11,0	7,6
78	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
79	¿Es B98 mayor que B97?	si	si	si
80	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
81	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

Resultados de los escenarios:

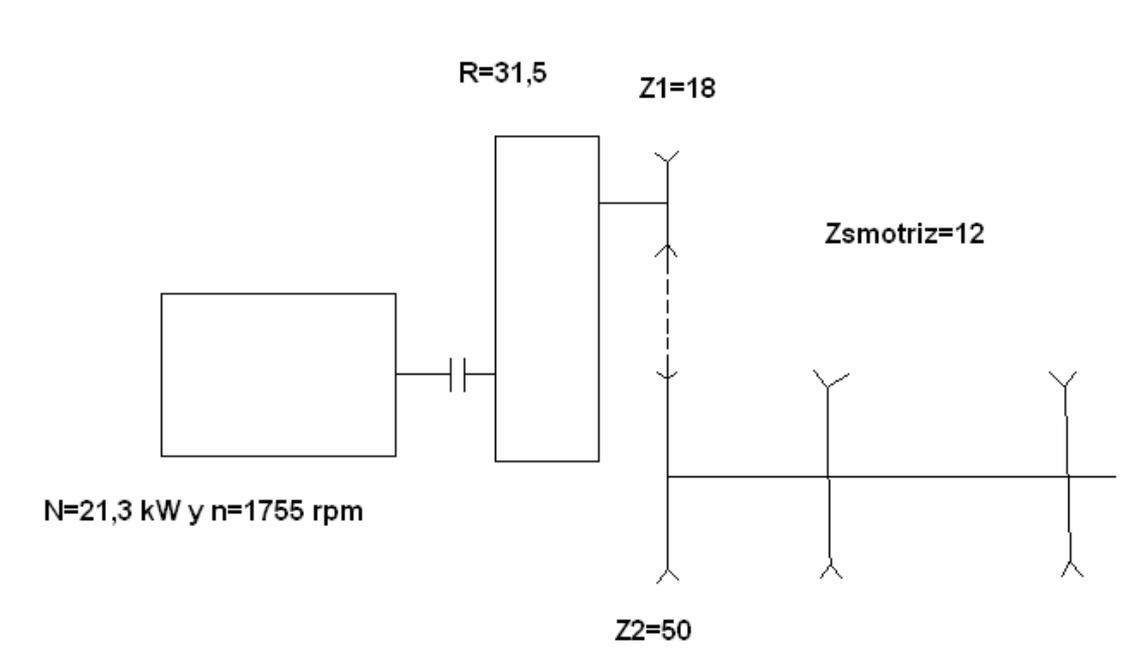
En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,45 m/s lo cual es un valor correcto para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 35 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT bastante asequible igual a un 83%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 11,28 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,38 kW-h/ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

En el segundo caso según los resultados anteriores se puede afirmar que este se encuentra trabajando sobre buenos valores de velocidad, capacidad potencial y así como del CUT. No siendo igual para la potencia demandada que equivale a 11,28 kW de 21,3 kW que existen instalados donde la diferencia de potencia cayó casi a la mitad y con esto como ya se ha explicado con anterioridad ya sabemos lo que ocurre.

Y en un tercer caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuánto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 4,65 kW.

### **Transportador de bagazo # 2 de la Empresa Azucarera Carlos Baliño**

Este conductor tiene la tarea de manipular 29 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 50 m de longitud horizontal. El mismo está compuesto por rastrillos de 0,83 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 21,3 kW a 1755 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 18 y 50 dientes respectivamente. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 12 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se ha analizado la demanda de potencia y compararla con la instalada y el tercero es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuánto es el valor de la potencia a consumir.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 2

1	Transportadores de Rastrillos # 2 (horizontal)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	21,3	21,3	21,3
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1755	1755	1755
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	18	18	18
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	50	50	50
8	Relación de transmisión total	87,50	87,50	87,50
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	20,06	20,06	20,06
10	Número de dientes del Sprocket motriz	12	12	12
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,61	0,61	0,61
13	Largo del rastrillo (m)	0,83	0,83	0,83
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	angulo máximo de inclinación (grados)	0	0	0
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	1	1	1
17	Factor de llenado	0,80	0,80	0,80
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	34,98	34,98	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	29,45	29,45	0
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,84	0,84	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	50	50	50
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	0	0	0
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	50	50	50
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0	0
27	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
28	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
29	Peso lineal de la carga (N/m)	131,62	131,62	0
30	Peso promedio de un rastrillo (N)	27,5	27,5	27,5
31	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
32	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	30	30	30
33	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	496	496	496
34	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	579	579	579
35	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	8901,78	8901,78	3472,61

36	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	3472,61	3472,61	3472,61
37	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1	1,1
38	Tensión mínima en N	8000	8000	8000
39	Tensión en el punto 2 (N)	8000	8000	8000
40	Tensión en el punto 1 (N)	-901,78	-901,78	4527,39
41	Tensión en el punto 3 (N)	8800	8800	8800
42	Tensión en el punto 4 (N)	12272,61	12272,61	12272,61
43	Bloque de potencia			
44	Tiraje efectivo (N)	13174,39	13174,39	7745,23
45	Factor de sobrecarga	2,00	2,00	2,00
46	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
47	Potencia necesaria (kW)	18,90	18,90	11,11
48	Indice de consumo (kW-h/t)	0,64	0,64	# DIV/0!
49	Cálculos de comprobación			
50	a) En funcionamiento			
51	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,34	0,34	0,34
52	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
53	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5	1,5
54	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	3210	3210	3026
55	Tensión teórica (N)	15483	15483	15299
56	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
57	Tensión de cálculo (N)	9290	9290	9179
58	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
59	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	92896	92896	91795
60	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
61	¿Es B60 mayor que B59?	Si	Si	Si
62	b) En el arranque:			
63	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
64	Tensión de impulso (N)	77202	77202	77202
65	Tensión dinámica (N)	64028	64028	69457
66	Tens. max. din. (N)	47706	47706	50854
67	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	6,71	6,71	6,29
68	¿Es B67 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
69	c) Al desgaste			
70	Bh en (mm)	40	40	40
71	S en (mm)	8	8	8
72	d n (mm)	20	20	20
73	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
74	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
75	Tens. teor. desgas. (N)	13878	13878	13786
76	Tens. de calc. desgas. (N)	8327	8327	8272
77	Presión de trabajo, en Mpa	7,4	7,4	7,4
78	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
79	¿Es B78 mayor que B77?	si	si	si
80	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
81	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,61 m/s lo cual es un valor un poco alto pero correcto para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 35 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT bastante asequible igual a un 84%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 18,9 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,64 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

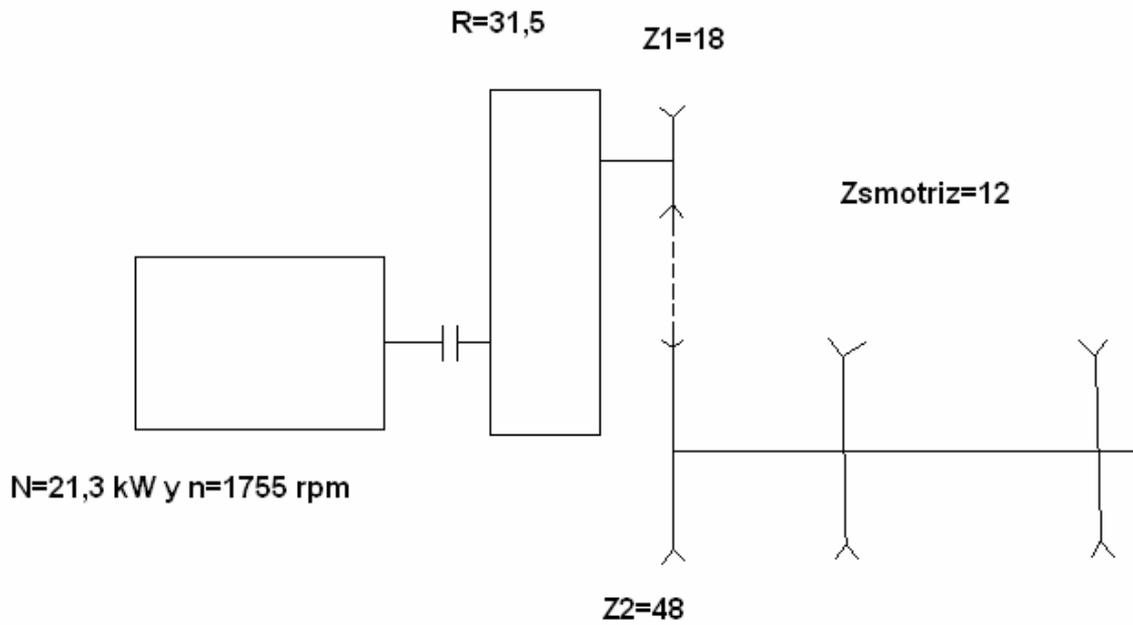
En el segundo caso según los resultados anteriores se puede afirmar que este se encuentra trabajando sobre buenos valores de velocidad, capacidad potencial y así como del CUT. Siendo igual para la potencia demandada que equivale a 18,9 kW de 21,3 kW que existen instalados donde la diferencia de potencia es mínima por lo que se afirma que este transportador se encuentra funcionando de una forma correcta.

Y en un tercer caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuánto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 11,11 kW.

### **Transportador de bagazo # 3 (casa de bagazo) de la Empresa Azucarera Carlos Baliño**

Este equipo es el conductor de mayor complejidad del sistema debido a su traza y a su designación de servicio ya que transporta por las 2 ramas (superior e inferior). De acuerdo a su geometría existe un tramo horizontal de 48 m, luego otro que baja verticalmente 7,6 m, posterior otro tramo horizontal de 32 m de largo y finalmente uno inclinado 45 grados de 16 m de longitud. Sus rastrillos son de 0,7 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 21,3 kW a 1755 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 18 y 48 dientes respectivamente. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 12 dientes. Para este equipo se analizaron dos situaciones o sea cuando transporta para depositar bagazo para la casa (superior) o para llevar bagazo de la casa a las calderas cuando el ingenio está va a arrancar (inferior). Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual

de trabajo del equipo, el segundo es donde se ha analizado la demanda de potencia y compararla con la instalada y el tercero es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 3

1	Transportadores de Rastrillos # 3 (casa de bagazo doble transportacion)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	21,3	21,3	21,3
3	Bloque de capacidad (transportando por la rama superior)			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1755	1755	1755
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	18	18	18
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	48	48	48
8	Relación de transmisión total	84	84	84
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	20,89	20,89	20,89
10	Número de dientes del Sprocket motriz	12	12	12
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,64	0,64	0,64
13	Largo del rastrillo (m)	0,70	0,70	0,70
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	angulo máximo de inclinación (grados)	0	0	0
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	1	1	1
17	Factor de llenado	0,80	0,80	0,80
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	30,73	30,73	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	29,45	29,45	0
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,96	0,96	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	7,6	7,6	7,6
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	90	90	90
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	34	34	34
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0	0
27	Distancia del tramo 5-6 (m)	16	16	16
28	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	45	45	45
29	Distancia del tramo 7-8 (m)	48	48	48
30	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	0	0	0
31	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
32	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
33	Peso lineal de la carga (N/m)	126,35	126,35	0
34	Peso promedio de un rastrillo (N)	24,32	24,32	24,32
35	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
36	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	26,67	26,67	26,67

36	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	26,67	26,67	26,67
37	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	496	496	496
38	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	574,93	574,93	574,93
39	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-4369,49	-4369,49	-4369,49
40	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	2345,73	2345,73	2345,73
41	Incremento de la resistencia entre los puntos 5 y 6 (N)	7285,19	7285,19	7285,19
42	Incremento de la resistencia entre los puntos 7 y 8 (N)	8315,14	8315,14	3311,62
43	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,05	1,05	1,05
44	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 5 y 6	1,05	1,05	1,05
45	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 6 y 7	1,1	1,1	1,1
46	Tensión mínima en N	8000	8000	8000
47	Tensión en el punto 2 (N)	8000	8000	8000
48	Tensión en el punto 1 (N)	12369,49	12369,49	12369,49
49	Tensión en el punto 3 (N)	8400	8400	8400
50	Tensión en el punto 4 (N)	10745,73	10745,73	10745,73
51	Tensión en el punto 5 (N)	11283,01	11283,01	11283,01
52	Tensión en el punto 6 (N)	18568,21	18568,21	18568,21
53	Tensión en el punto 7 (N)	20425,03	20425,03	20425,03
54	Tensión en el punto 8 (N)	28740,16	28740,16	23736,65
55				
56	Potencia del motor (Kw)	21,3	21,3	21,3
57	Bloque de capacidad (transportando por la rama inferior)			
58	Velocidad angular del motor (rev/min)	1755	1755	1755
59	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
60	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	18	18	18
61	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	48	48	48
62	Relación de transmisión total	84	84	84
63	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	20,89	20,89	20,89
64	Número de dientes del Sprocket motriz	12	12	12
65	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
66	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,64	0,64	0,64
67	Largo del rastrillo (m)	0,70	0,70	0,70
68	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
69	ángulo máximo de inclinación (grados)	45	45	45
70	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,5	0,5	0,5
71	Factor de llenado	0,80	0,80	0,80

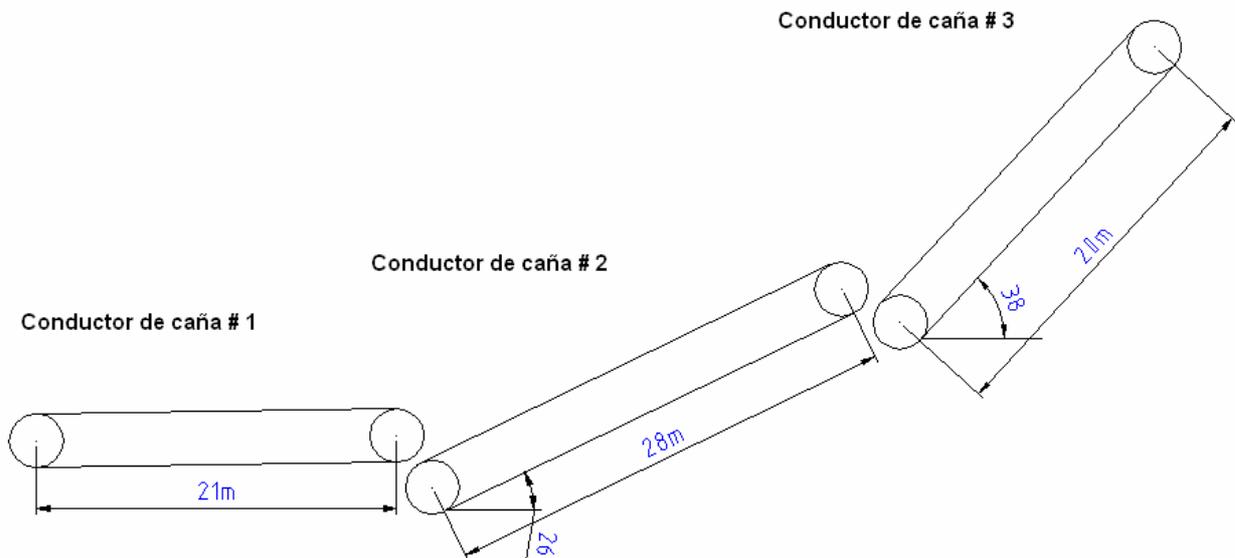
72	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
73	Capacidad potencial de transportación (t/h)	15,37	15,37	0
74	Capacidad máxima a transportar (t/h)	10	10	0
75	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,65	0,65	0
76	Bloque de tensiones			
77	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	7,6	7,6	7,6
78	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	90	90	90
79	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	34	34	34
80	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0	0
81	Distancia del tramo 5-6 (m)	16	16	16
82	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	45	45	45
83	Distancia del tramo 7-8 (m)	48	48	48
84	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	0	0	0
85	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
86	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
87	Peso lineal de la carga (N/m)	42,90	42,90	0
88	Peso promedio de un rastrillo (N)	24,32	24,32	24,32
89	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
90	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	26,67	26,67	26,67
91	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	496	496	496
92	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	574,93	574,93	574,93
93	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-4369,49	-4369,49	-4369,49
94	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	3549,18	3549,18	2345,73
95	Incremento de la resistencia entre los puntos 5 y 6 (N)	8171,05	8171,05	7285,19
96	Incremento de la resistencia entre los puntos 7 y 8 (N)	3311,62	3311,62	3311,62
97	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,05	1,05	1,05
98	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 5 y 6	1,05	1,05	1,05
99	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 6 y 7	1,1	1,1	1,1
100	Tensión mínima en N	8000	8000	8000
101	Tensión en el punto 2 (N)	8000	8000	8000
102	Tensión en el punto 1 (N)	12369,49	12369,49	12369,49
103	Tensión en el punto 3 (N)	8400	8400	8400
104	Tensión en el punto 4 (N)	11949,18	11949,18	10745,73
105	Tensión en el punto 5 (N)	12546,64	12546,64	11283,01
106	Tensión en el punto 6 (N)	20717,69	20717,69	18568,21
107	Tensión en el punto 7 (N)	22789,46	22789,46	20425,03

108	Tensión en el punto 8 (N)	26101,07	26101,07	23736,65
109	Bloque de potencia			
110	Tiraje efectivo (N)	13731,58	13731,58	11367,15
111	Factor de sobrecarga	2,00	2,00	2,00
112	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
113	Potencia necesaria (kW)	20,52	20,52	16,99
114	Indice de consumo (kW-h/t)	2,05	2,05	#DIV/0!
115	Cálculos de comprobación			
116	a) En funcionamiento			
117	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,36	0,36	0,36
118	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
119	Factor de aum. en los rastr.	1	1	1
120	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	42625	42625	41284
121	Tensión teórica (N)	68726	68726	65021
122	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
123	Tensión de cálculo (N)	41236	41236	39013
124	Factor de seg. de la cadena	7	7	7
125	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	288649	288649	273089
126	Tension de rotura de la cadena kN	320000	320000	320000
127	¿Es B126 mayor que B125?	si	si	si
128	b) En el arranque:			
129	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
130	Tensión de impulso (N)	4	4	4
131	Tensión dinámica (N)	-13728	-13728	-11363
132	Tens. max. din. (N)	32999	32999	32195
133	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	9,70	9,70	9,94
134	¿Es B133 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
135	c) Al desgaste			
136	Bh en (mm)	28,6	28,6	28,6
137	S en (mm)	10	10	10
138	d n (mm)	22,6	22,6	22,6
139	Area de desgaste (mm cuad)	1098,36	1098,36	1098,36
140	Factor de tens. Desgaste	0,4	0,4	0,4
141	Tens. teor. desgas. (N)	43151	43151	40250
142	Tens. de calc. desgas. (N)	25891	25891	24150
143	Presión de trabajo, en Mpa	23,6	23,6	22,0
144	Presión admisible STT, en MPa	25	25	25
145	¿Es B144 mayor que B143?	Sí	Sí	Sí
146	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
147	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25
148	¿Es B147 mayor que B143?	no	no	no

## E A Heriberto Duquesne

Esta empresa se encuentra ubicada en el municipio de Remedios. Posee la particularidad de tener adyacente a ella una destilería y una fabrica de rones. Este CAI posee una capacidad de molida de alrededor de las 230 000 @/día que es lo mismo a 110,15 t/h de caña a procesar

Para el sistema de transportación de caña el esquema según su traza es el siguiente:

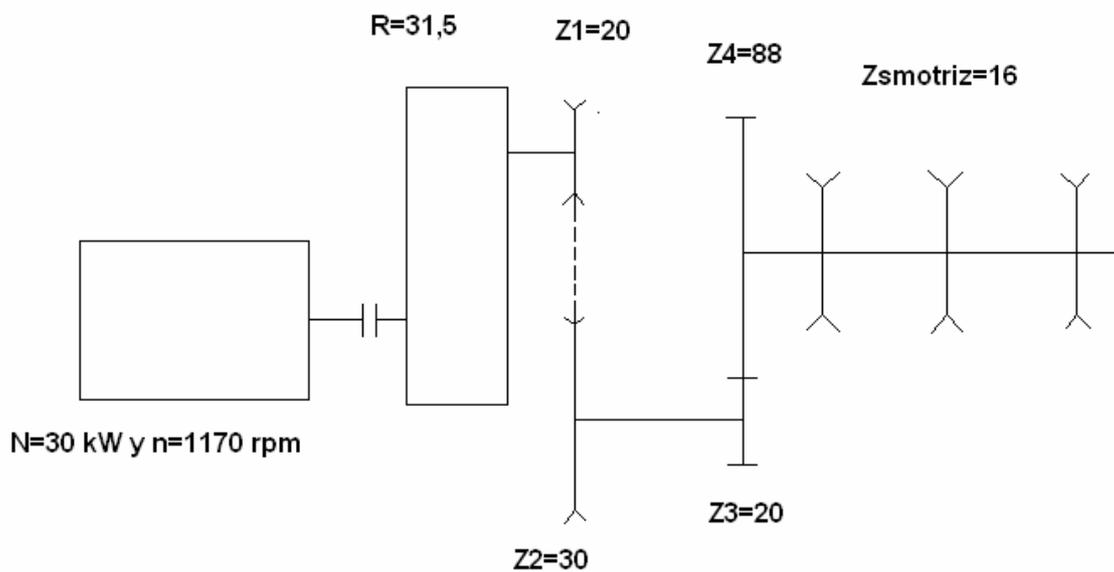


### **Transportador de caña # 1 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne**

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 110,15 t/h de caña. Posee una con un solo tramo y horizontal de 21 m de longitud. El ancho del entablillado es de 1,9 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 30 kW y a 1170 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 20 y 30 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión

abierta de engranes de 20 y 88. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 1

Para un transportador de tabllas horizontal de una sola traza				
Entrada de datos				
# de transportador	Caso #1	Caso #2	Caso #3	
Ancho del entablillado (m)	1,9	1,9	1,9	
Altura de la guardera (m)	1,5	1,5	1,5	
Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7	
Potencia del motor en kW	30	30	30	
Factor de arranque	2	2	2	
Velocidad angular (rpm) del motor	1170	1170	1170	
Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	20	20	20	
Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	30	66	30	
Num de dientes del piñon (Z1)	20	20	20	
Num de dientes de la catalina (Z2)	88	100	88	
Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5	31,5	
Relac. total de transmisión	207,9	519,75	207,9	
Velocidad angular (rpm) Sprocket	5,63	2,25	5,63	
Número de dientes sprock. Principal	16	16	16	
Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152	
Velocidad lineal del transportador	0,23	0,09	0,23	
Material	caña	caña	caña	
Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2	
Angulo de talud est. en grados	10	10	10	
Coeficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4	
Coeficiente dism. capac. por inclin.	1	1	1	
Capacidad				
Capacidad potencial (ton/hora)	338,02	135,21	0	
Capacidad potencial en @/día	705789	282316	0	
CUT	0,33	0,81	0	
Veloc. Nec. Para 230 000 @/día				
Capac. ton/hor	110,15	110,15	110,15	
Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,07	0,07	0,07	
Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,17	0,17	0,17	
Para variar Z del sproc. Conducido	92,06	81,01	92,06	
Valor entero de Z2	40,00	40,00	40,00	
Relac. De transm. total para el nuevo Z2	277,20	315,00	277,20	
Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	4,22	3,71	4,22	
Nueva veloc. Lineal	0,17	0,15	0,17	
Factor de llenado real	0,70	0,70	0,70	

39	Tensiones:			
40	Pesos lineales:			
41	Peso del entablillado (N/m)	1852	1852	1852
42	Peso del material (N/m)	4038	4038	0
43	Resist. por fric. Con las guard. N/m	865	865	865
44	Longitud del transportador (m)	21	21	21
45	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
46	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	9723	9723	9723
47	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
48	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	33013	33013	22837
49	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
50	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
51	Tensión en el punto 2 (N)	12723	12723	12723
52	Tensión en el punto 3 (N)	13995,3	13995,3	13995,3
53	Tensión en el punto 4 (N)	47008	47008	36832
54	Tiraje efectivo (N)	44008	44008	33832
55	Factor de sobrecarga	2	2	2
56	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
57	Potencia del motor en kW	17,72	15,59	13,62
58	Índice de consumo	0,16	0,14	0,12
59	Cálculos de comp. de la cadena			
60	a) en funcionamiento			
61	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
62	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,015	0,011	0,015
63	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	650	503	265
64	Tensión teórica (N)	47658	47512	37097
65	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
66	Fuerza de cálculo	19063	19005	14839
67	Tensión de rotura	328000	380000	380000
68	Factor de seguridad	7	7	7
69	Tensión de comparación en func.	133443	133032	103872
70	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
71	b) Comprobación en el arranque			
72	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
73	Tensión de impulso (N)	387533	440378	387533
74	Tensión dinámica en el arranque (N)	343525	396370	353700
75	Tensión din. máx. Arranque (N)	156473	177553	156319
76	Valor total de la comprobación	234709,69	266328,95	234478,67
77	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
78	c) Comprobación al desgaste			
79	Tensión teórica para el desgaste (N)	47333	47260	36965
80	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	18933	18904	14786
81	Longitud del rodillo (B, mm)	28,6	28,6	28,6
82	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
83	Diámetro del pasador (mm)	22,6	22,6	22,6
84	Área de desgaste del pasador mm cuadrados	1098,36	1098,36	1098,36
85	Presión sobre el pasador (MPa)	17	17	13
86	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
87	Condición de resistencia	si	si	si

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,23 m/s, la cual es un poco elevada para este tipo de transportadores. La capacidad potencial de transportación es de 338 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 33%. La potencia que se demanda es de 17,72 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,16 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los tres análisis (en funcionamiento, en arranque y al desgaste).

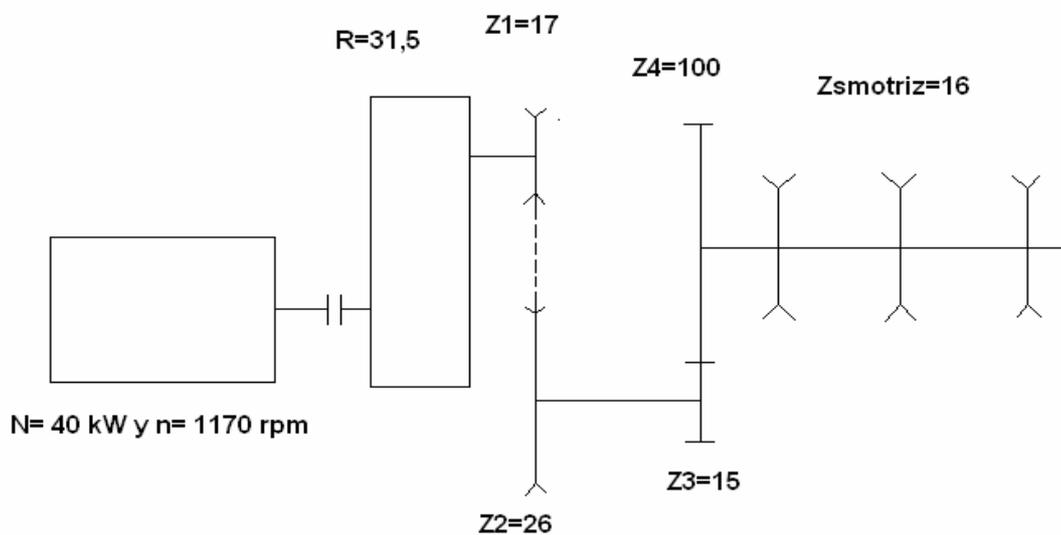
En el segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 30 a 66 dientes y la catalina de 88 a 100 dientes, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,23 a 0,09 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 135 t/h proporcionando un valor del CUT de un 81% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado a diferencia del primer análisis donde solamente equivale a un 33%. La potencia demandada por el sistema es de 15,59 kW disminuyendo esta debido a la disminución de la capacidad y con un índice de consumo de 0,14 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas resisten a los tres análisis antes dichos.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 13,62 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 20 kW que resultaría un poco más de la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya lo que resultaría muy favorable para nuestra economía.

**Transportador de caña # 2 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne**

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 110,15 t/h de caña. Posee una con un solo tramo de 28 m de longitud inclinado a 26 grados. El ancho del entablillado es de 2 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 1170 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 17 y 26 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 15 y 100. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 2

Para un transportador de tabllas inclinado 26 grados de una sola traza			
Entrada de datos			
# de transportador	Caso #1	Caso #2	Caso #3
Ancho del entablillado (m)	2	2	2
Altura de la guardera (m)	1,5	1,5	1,5
Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7
Potencia del motor en kW	40	40	40
Factor de arranque	2	2	2
Velocidad angular (rpm) del motor	1170	1170	1170
Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	17	17	17
Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	26	46	26
Num de dientes del piñon (Z1)	15	15	15
Num de dientes de la catalina (Z2)	100	100	100
Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5	31,5
Relac. total de transmisión	321,18	568,24	321,18
Velocidad angular (rpm) Sprocket	3,64	2,06	3,64
Número de dientes sprock. Principal	16	16	16
Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152
Velocidad lineal del transportador	0,15	0,08	0,15
Material	caña	caña	caña
Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2
Angulo de talud est. en grados	10	10	10
Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4
Coefficiente dism. capac. por inclin.	0,85	0,85	0,85
Capacidad			
Capacidad potencial (ton/hora)	229,58	129,76	0
Capacidad potencial en @/día	479356	270940	0
CUT	0,48	0,85	0
Veloc. Nec. Para 230 000 @/día			
Capac. ton/hor	110,15	110,15	110,15
Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,07	0,07	0,07
Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,17	0,17	0,17
Para variar Z del sproc. Conducido	54,19	54,19	54,19
Valor entero de Z2	40,00	40,00	40,00
Relac. De transm. total para el nuevo Z2	494,12	494,12	494,12
Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	2,37	2,37	2,37
Nueva veloc. Lineal	0,10	0,10	0,10
Factor de llenado real	0,70	0,70	0,70

39	Tensiones:			
40	Pesos lineales:			
41	Peso del entablillado (N/m)	1870	1870	1870
42	Peso del material (N/m)	4237	4237	0
43	Resist. por fric. Con las guard. N/m	865	865	865
44	Longitud del transportador (m)	28	28	28
45	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
46	Increm. de tens. rama inf. 1-2 (N)	13090	13090	13090
47	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
48	Increm. de tens. rama sup. 3-4 (N)	44746	44746	30510
49	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
50	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
51	Tensión en el punto 2 (N)	16090	16090	16090
52	Tensión en el punto 3 (N)	17699	17699	17699
53	Tensión en el punto 4 (N)	62445	62445	48209
54	Tiraje efectivo (N)	59445	59445	45209
55	Factor de sobrecarga	2	2	2
56	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
57	Potencia del motor en kW	20,65	11,67	15,71
58	Índice de consumo	0,19	0,11	0,14
59	Cálculos de comp. de la cadena			
60	a) en funcionamiento			
61	Factor por longitud del transport. (k)	2	2	2
62	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,005	0,005	0,005
63	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	319	319	150
64	Tensión teórica (N)	62764	62764	48359
65	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
66	Fuerza de cálculo	25106	25106	19343
67	Tensión de rotura	380000	380000	380000
68	Factor de seguridad	7	7	7
69	Tensión de comparación en func.	175739	175739	135404
70	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
71	b) Comprobación en el arranque			
72	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
73	Tensión de impulso (N)	921053	921053	921053
74	Tensión dinámica en el arranque (N)	861608	861608	875844
75	Tensión din. máx. Arranque (N)	369749	369749	369681
76	Valor total de la comprobación	554623,0817	554623,0817	554521,3667
77	Condición de resistencia (SI o NO)	no	Sí	no
78	c) Comprobación al desgaste			
79	Tensión teórica para el desgaste (N)	62604	62604	48284
80	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	25042	25042	19314
81	Longitud del rodillo (B, mm)	28,6	28,6	28,6
82	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
83	Diámetro del pasador (mm)	22,6	22,6	22,6
84	Área de desgaste del pasador mm cuadrados	1098,36	1098,36	1098,36
85	Presión sobre el pasador (MPa)	23	23	18
86	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
87	Condición de resistencia	NO	NO	NO

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,15 m/s, la cual es adecuada para este tipo de transportadores. La capacidad potencial de transportación es de 229 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 48%. La potencia que se demanda es de 20 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,19 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien dos análisis (en funcionamiento y en arranque) pero requerirán cementación con el tiempo.

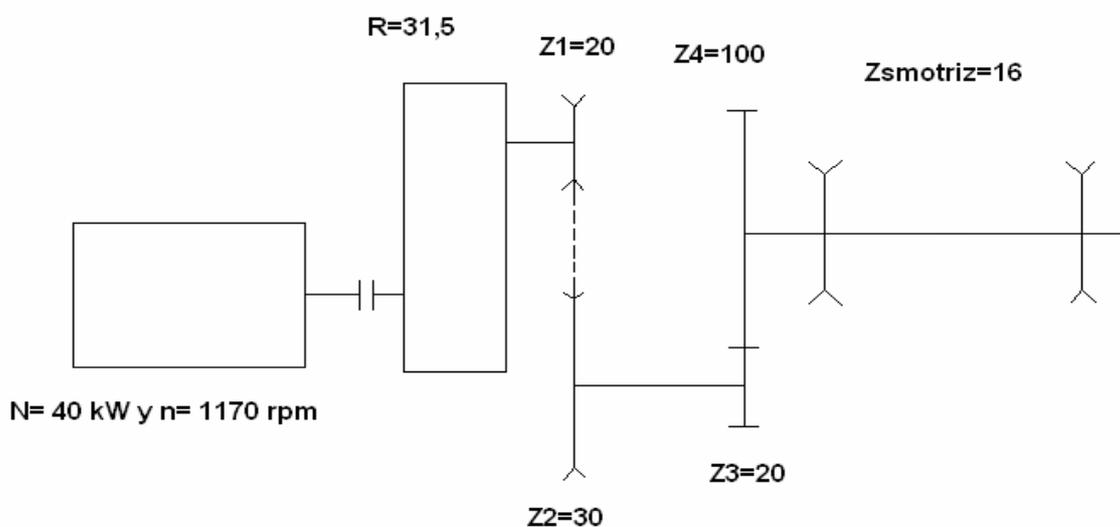
En el segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 26 a 46, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,15 a 0,08 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 129 t/h proporcionando un valor del CUT de un 85% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado a diferencia del primer análisis donde solamente equivale a un 48%. La potencia demandada por el sistema es de 11,67 kW disminuyendo esta debido a la disminución de la capacidad y con un índice de consumo de 0,11 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas resisten los análisis antes dichos, aunque se sigue recomendando la cementación de sus pasadores.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 15,71 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 20 kW que resultaría la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya lo que resultaría muy favorable para nuestra economía, todo esto si se aplican las modificaciones.

### Transportador de caña # 3 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 110,15 t/h de caña. Posee una con un solo tramo de 20 m de longitud inclinado a 38 grados. El ancho del entablillado es de 2 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 1170 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 20 y 30 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 20 y 100. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 3

1	Transportadores de caña # 3 rastrillos (inclinado 38 grados)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	40	40	40
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1170	1170	1170
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	20	12	20
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	30	30	30
8	Número de dientes del piñón (segundo paso)	20	20	20
9	Número de dientes de la catalina (segundo paso)	100	100	100
10	Relación de transmisión total	236,25	393,75	236,25
11	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	4,95	2,97	4,95
12	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
13	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
14	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,20	0,12	0,20
15	Largo del rastrillo (m)	2	2	2
16	Ancho del rastrillo (m)	1,50	1,50	1,50
17	ángulo máximo de inclinación (grados)	38	38	38
18	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,6	0,6	0,6
19	Factor de llenado	0,85	0,85	0,85
20	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,20	0,20	0,20
21	Capacidad potencial de transportación (t/h)	221,13	132,68	0
22	Capacidad máxima a transportar (t/h)	110,15	110,15	0
23	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,50	0,83	0
24	Bloque de tensiones			
25	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	20	20	20
26	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	-38	-38	-38
27	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	20	20	20
28	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	38	38	38
29	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
30	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
31	Peso lineal de la carga (N/m)	1495,29	2492,15	0
32	Peso promedio de un rastrillo (N)	319,8	319,8	319,8
33	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
34	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	351	351	351
35	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	496	496	496

36	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	931,3	931,3	931,3
37	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-9706,28	-9706,28	-9706,28
38	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	51082,79	76318,67	13228,97
39	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1	1,1
40	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
41	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
42	Tensión en el punto 1 (N)	12706,28	12706,28	12706,28
43	Tensión en el punto 3 (N)	3300	3300	3300
44	Tensión en el punto 4 (N)	54382,79	79618,67	16528,97
45	Bloque de potencia			
46	Tiraje efectivo (N)	41676,50	66912,38	3822,68
47	Factor de sobrecarga	2,00	2,00	2,00
48	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
49	Potencia necesaria (kW)	19,68	18,96	1,81
50	Índice de consumo (kW-h/t)	0,18	0,17	#DIV/0!
51	Cálculos de comprobación			
52	a) En funcionamiento			
53	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,02	0,01	0,02
54	Factor de dism. en la carga	0,5	0,5	0,5
55	Factor de aum. en los rastr.	2	2	2
56	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	326	140	233
57	Tensión teórica (N)	54709	79759	16762
58	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
59	Tensión de cálculo (N)	32825	47855	10057
60	Factor de seg. de la cadena	7	7	7
61	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	229778	334986	70400
62	Tensión de rotura de la cadena KN	470880	470880	470880
63	¿Es B62 mayor que B61?	Si	Si	Si
64	b) En el arranque:			
65	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
66	Tensión de impulso (N)	440378	733964	440378
67	Tensión dinámica (N)	398702	667051	436556
68	Tens. max. din. (N)	272047	448086	271990
69	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	1,73	1,05	1,73
70	¿Es B87 mayor que 1,5?	no	Si	no
71	c) Al desgaste			
72	Bh en (mm)	28,6	28,6	28,6
73	S en (mm)	10	10	10
74	d n (mm)	22,6	22,6	22,6
75	Área de desgaste (mm cuadr)	1098,36	1098,36	1098,36
76	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
77	Tens. teor. desgas. (N)	54546	79689	16645
78	Tens. de calc. desgas. (N)	32728	47813	9987
79	Presión de trabajo, en Mpa	29,8	43,5	9,1
80	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
81	¿Es B80 mayor que B79?	no	no	no
82	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
83	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25
84	¿Es B83 mayor que B82?	Si	Si	Si

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,20 m/s, la cual es baja para este tipo de transportadores. La capacidad potencial de transportación es de 221 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 50%. La potencia que se demanda es de 19,68 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,18 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien dos análisis (en funcionamiento y en arranque) pero requerirán cementación con el tiempo.

En el segundo caso se disminuyó el número de dientes del sprocket motriz de 20 a 12, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,20 a 0,12 m/s la cual se adecua mejor ya que se trata del flujo de caña, donde las velocidades son pequeñas. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 132 t/h proporcionando un valor del CUT de un 83% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado a diferencia del primer análisis donde solamente equivale a un 50%. La potencia demandada por el sistema es de 18,96 kW y con un índice de consumo de 0,17 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas resisten los análisis antes dichos, aunque se sigue recomendando la cementación de sus pasadores.

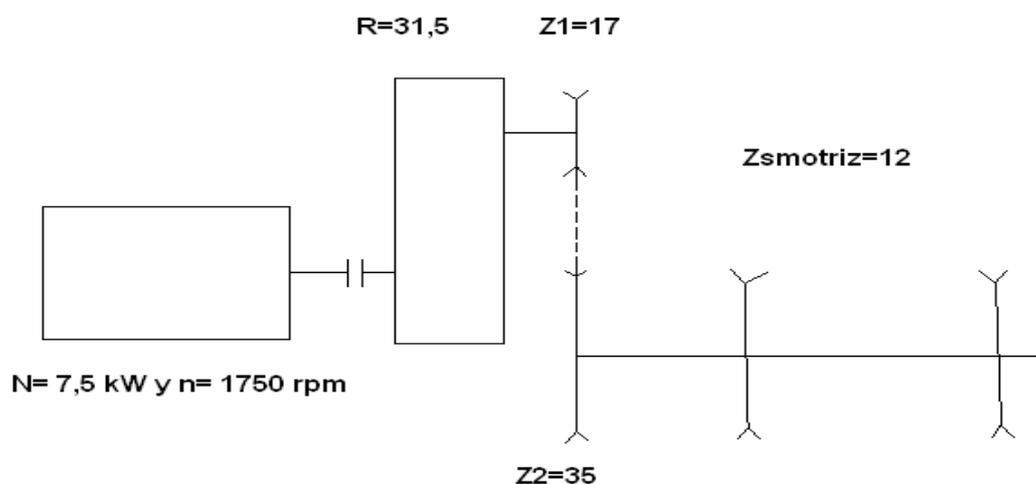
En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 1,81 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 25 kW que resultaría un poco más de la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya lo que resultaría muy favorable para nuestra economía, todo esto si se aplican las modificaciones.

Para el sistema de transportación de bagazo el esquema según su traza es el siguiente:

## Conductor de bagazo # 1 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne.

Este conductor tiene la tarea de manipular 35 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 5,5 m de longitud con una inclinación de 15 grados. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,8 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 7,5 kW a 1750 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 17 y 35 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 12 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir y el tercero es donde se varió la velocidad con el objetivo de optimizar el sistema.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor # 1 de bagazo.

1	Transportadores de Rastrillos # 1	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	7,50	7,50	7,50
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750	1750
5	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50	31,50
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	17	17	13
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	35	35	57
8	Relación de transmisión total	64,85	64,85	138,12
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/m)	27	27	13
10	Número de dientes del Sprocket motriz	12	12	12
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,82	0,82	0,39
13	Largo del rastrillo (m)	1,80	1,80	1,80
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	Angulo máximo de inclinación (grados)	15,00	15,00	15,00
16	Coef. de dism. de capac.por inclinación	0,90	0,90	0,90
17	Factor de llenado	0,85	0,85	0,85
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	98	98	46
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	35	0	35
21	Coeficiente de utilización técnica (CUT)	0,36	0,00	0,76
22	Bloque de tensiones			
23	Longitud del transportador, en m	5,5		
24	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	5,5	5,5	5,5
25	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	-15	-15	-15
26	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	5,5	5,5	5,5
27	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	15	15	15
28	Coeficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
29	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
30	Peso lineal de la carga (N/m)	116	0	248
31	Peso promedio de un rastrillo (N)	185	185	185
32	Separación entre rastrillos (m)	0,91	0,91	0,91
33	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	203	203	203
34	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	470	470	470
35	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	673	673	673

36	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-694	-529	-881
37	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	1634	1387	1913
38	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
39	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
40	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
41	Tensión en el punto 1 (N)	3694	3529	3881
42	Tensión en el punto 3 (N)	3300	3300	3300
43	Tensión en el punto 4 (N)	4934	4687	5213
44	Bloque de potencia			
45	Tiraje efectivo (N)	1239	1158	1332
46	Factor de sobrecarga	3,00	3,00	3,00
47	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
48	Potencia necesaria (kW)	3,6	3,4	1,8
49	Potencia del motor selecciondo	5,0		
50	Indice de consumo (kW-h/t)	0,10	#¡DIV/0!	0,05
51	Factor de arranque del motor	2,00		
52	Factor por el tipo de acoplamiento	1,30		
53	Cálculos de comprobación			
54	a) En funcionamiento			
55	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,61	0,61	0,13
56	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
57	Factor de aum. en los rastr.	1	1	1
58	Ten. dinámica por efecto de cuerda, en N	255	0	0
59	Tensión teórica (N)	3255	3000	3000
60	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
61	Tensión de cálculo (N)	1953	1800	1800
62	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
63	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	19527	18000	18000
64	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
65	¿Es B64 mayor que B63?	Si	Si	Si
66	b) En el arranque:			
67	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
68	Tensión de impulso (N)	13470	0	0
69	Tensión dinámica (N)	12231	-1158	-1332
70	Tens. max. din. (N)	9291	1105	1001
71	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	34,44	289,52	319,66
72	¿Es B71 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
73	c) Al desgaste			
74	Bh en (mm)	40	40	40
75	S en (mm)	8	8	8
76	d n (mm)	20	20	20
77	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
78	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
79	Tens. teor. desg. (N)	5061	4687	5213
80	Tens. de calc. desg. (N)	3037	2812	3128
81	Presión de trabajo, en Mpa	2,7	2,5	2,8
82	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
83	¿Es B82 mayor que B81?	si	si	si
84	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
85	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,82 m/s lo cual es un valor alto para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 98 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT bastante pequeño igual a un 36%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 3,6 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,10 kW-h/ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

En un segundo caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuanto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 3,4 kW.

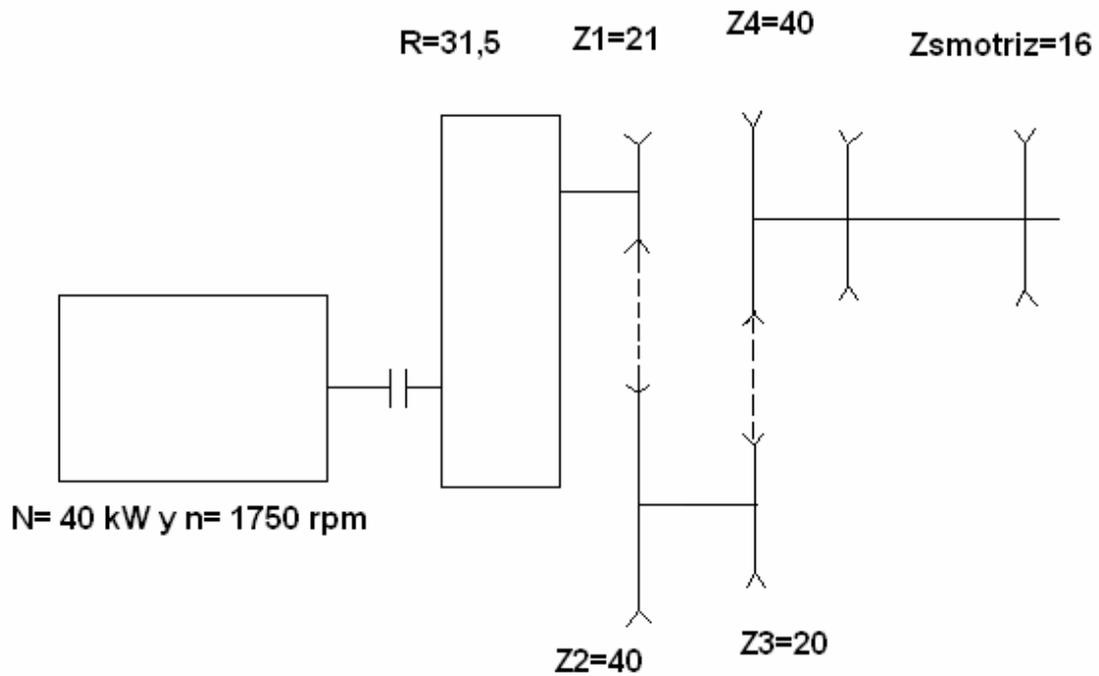
Y en un tercer caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 35 a 57 dientes, logrando así una velocidad lineal de 0,39 m/s la cual es correcta para este tipo de transportador. La capacidad potencial proporciona un valor de CUT de un 76% el cual es adecuado sobre lo recomendado. La potencia demandada es de 1,8 kW, con un IC de 0,05 kW-h/ton de bagazo. Las cadenas no presentan problemas en sus tres análisis de resistencia.

### **Conductor de bagazo # 2 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 30 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 4 m de longitud horizontal, luego un tramo de 12 m con una inclinación de 20 grados y por último un tramo de 33 m de largo horizontal. El mismo está compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 40 kW a 1750 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 21 y 40 dientes respectivamente y un segundo paso de reducción también por cadenas de 20 y 40 dientes. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo

del equipo, el segundo es donde el equipo debe manipular 20 t/h de bagazo y un tercer caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 2

1		Escenarios		
2	Transportadores de Rastrillos # 2.	1	2	3
3	Potencia del motor (Kw)	40,00	40,00	40,00
4	Bloque de capacidad			
5	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750	1750
6	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50	31,50
7	Dientes del sproc.motriz (1er paso)	21	21	21
8	Dientes del sproc.conducido (1er paso)	40	40	40
9	Dientes del sproc.motriz (2do paso)	20	20	20
10	Dientes del sproc.conducido (2dopaso)	40	40	40
11	Relación de transmisión total	120,0	120,0	120,0
12	Veloc. Ang. de los sproc.principales (rev/min)	14,6	14,6	14,6
13	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
14	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
15	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,59	0,59	0,59
16	Largo del rastrillo (m)	1,20	1,20	1,20
17	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
18	angulo máximo de inclinación (grados)	20	20	20
19	Coef. de dism. de capac. por inc.	0,80	0,80	0,80
20	Factor de llenado	0,75	0,75	0,75
21	Densidad del material en t/m3	0,16	0,16	0,16
22	Capac. potencial de transportación (t/h)	37	37	37
23	Capacidad máxima a transportar (t/h)	30,00	20,00	0,00
24	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,82	0,54	0,00
25	Bloque de tensiones			
26	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	33	33	33
27	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	0	0	0
28	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	12	12	12
29	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	-20	-20	-20
30	Distancia entre los puntos 5 y 6 (m)	0	0	0
31	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	0	0	0
32	Distancia entre los puntos 7 y 8 (m)	4	4	4
33	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	0	0	0
34	Distancia entre los puntos 9 y 10 (m)	4	4	4
35	Inclinación del tramo 9-10 (grados)	0	0	0

36	Distancia entre los puntos 11 y 12 (m)	0	0	0
37	Inclinación del tramo 11-12 (grados)	0	0	0
38	Distancia entre los puntos 13 y 14 (m)	12	12	12
39	Inclinación del tramo 13-14 (grados)	20	20	20
40	Distancia entre los puntos 15 y 16 (m)	33	33	33
41	Inclinación del tramo 15-16 (grados)	0	0	0
42	Coef. de roz. del mat. con el acero	0,75	0,75	0,75
43	Fact. de resist. al mov. de las cadenas	0,12	0,12	0,12
44	Peso lineal de la carga (N/m)	138	92	0
45	Peso promedio de un rastrillo (N)	100	100	100
46	Separación entre rastrillos (m)	1	1	1
47	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	110	110	110
48	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	470	470	470
49	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	580	580	580
50	Inc. de tens. de 1 a 2 (N)	4302	3228	2055
51	Inc. de tens. de 3 a 4 (N)	-1595	-1595	-1595
52	Inc. de tens. de 5 a 6 (N)	278	278	278
53	Inc. de tens. de 7 a 8 (N)	735	278	278
54	Inc. de tens. de 9 a 10 (N)	5018	3163	3163
55	Inc. de tens. de 11 a 12 (N)	4920	4045	2295
56	Factor deaum. de la resist. De 2 a 3	1,05	1,05	1,05
57	Factor deaum. de la resist. De 4 a 5	1,05	1,05	1,05
58	Factor deaum. de la resist. De 6 a 7	1,10	1,10	1,10
59	Factor deaum. de la resist. De 8 a 9	1,05	1,05	1,05
60	Factor deaum. de la resist. De 10 a 11	1,05	1,05	1,05
61	Tensión mínima en N	10000	10000	10000
62	Tensión en el punto 1 (N)	10000	10000	10000
63	Tensión en el punto 2 (N)	14302	13228	12055
64	Tensión en el punto 3 (N)	15017	13889	12657
65	Tensión en el punto 4 (N)	13423	12294	11063
66	Tensión en el punto 5 (N)	14094	12909	11616
67	Tensión en el punto 6 (N)	14372	13187	11894
68	Tensión en el punto 7 (N)	15809	14506	13083
69	Tension en el punto 8 (N)	16544	14784	13362
70	Tensión en el punto 9 (N)	17371	15524	14030

71	Tension en el punto 10 (N)	22389	18687	17193
72	Tension en el punto 11 (N)	23508	19621	18053
73	Tension en el punto 12 (N)	28428	23666	20348
74	Bloque de potencia			
75	Tiraje efectivo (N)	18428	13666	10348
76	Factor de sobrecarga	2	2	2
77	Efic. total del sist. de transm.	0,85	0,85	0,85
78	Potencia necesaria (kW)	25,6	19,0	14,4
79	Indice de consumo (kW-h/t)	0,85	0,95	#DIV/0!
80	Cálculos de comprobación			
81	a) En funcionamiento			
82	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,18	0,18	0,18
83	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
84	Factor de aum. en los rastr.	1	,1	,1
85	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	1687	1638	1540
86	Tensión teórica (N)	30114	25304	21888
87	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
88	Tensión de cálculo (N)	18069	15182	13133
89	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
90	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	180686	151822	131327
91	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
92	¿Es B91 mayor que B90?	Si	Si	Si
93	b) En el arranque:			
94	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
95	Tensión de impulso (N)	149549	149549	149549
96	Tensión dinámica (N)	126041	129928	131496
97	Tens. max. din. (N)	93693	93139	92030
98	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	3,42	3,44	3,48
99	¿Es B98 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
100	c) Al desgaste			
101	Bh en (mm)	40	40	40
102	S en (mm)	8	8	8
103	d n (mm)	20	20	20
104	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
105	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
106	Tens. teor. desgas. (N)	18214	16342	14800
107	Tens. de calc. desgas. (N)	10929	9805	8880
108	Presión de trabajo, en Mpa	9,8	8,8	7,9
109	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
110	¿Es B109 mayor que B108?	si	si	si
111	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
112	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25
113	¿Es B96 mayor que B92?	Si	Si	Si

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,59 m/s lo cual es un valor adecuado para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 37 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT muy correcto igual a un 82%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 25,6 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,85 kW-h/ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

En un segundo caso se analizó para una capacidad máxima de 20 t/h, manteniendo todos los parámetros anteriores ya que son correctos. La potencia demandada es equivalente a 19 kW con un IC de 0,95 Kw-h/t de bagazo. Y sus cadenas no presentaron problemas de resistencias

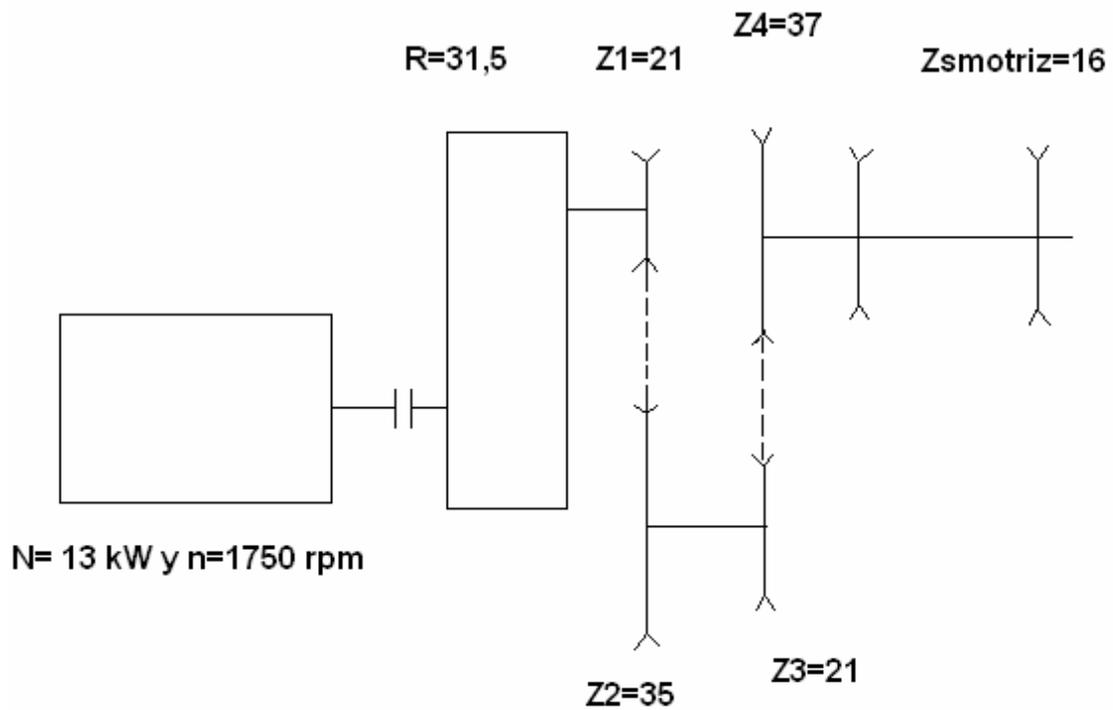
Y en un tercer caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuánto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 14,4 kW por lo que se recomienda la sustitución por un motor de hasta 30 Kw.

### **Conductor de bagazo # 3 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 15 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 10 m de longitud vertical, luego un tramo de 10 m horizontal, posteriormente un tramo de 14 m de largo con inclinación de 45 grados, le sigue un tramo de 5 m horizontal y por último un tramo de 25 m horizontal. El mismo está compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 13 kW a 1750 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 21 y 35 dientes respectivamente y un segundo paso de reducción también por cadenas de 21 y 37 dientes. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se varió la velocidad y un tercer caso es donde el

equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 3

1	Transportadores de Rastrillos # 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	13,00	13,00	13,00
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750,00	1750,00	1750,00
5	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50	31,50
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	21,00	21,00	21,00
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	35,00	35,00	35,00
8	Número de dientes del sprocket conductor (2do paso)	21,00	21,00	21,00
9	Número de dientes del sprocket conducido (2do paso)	37,00	48,00	37,00
10	Relación de transmisión total	92,50	120,00	92,50
11	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	18,92	14,58	18,92
12	Número de dientes del Sprocket motriz	16,00	16,00	16,00
13	Paso de la cadena (mm)	152,00	152,00	152,00
14	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,77	0,59	0,77
15	Largo del rastrillo (m)	1,20	1,20	1,20
16	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
17	ángulo máximo de inclinación (grados)	45,00	45,00	45,00
18	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,50	0,50	0,50
19	Factor de llenado	0,60	0,60	0,60
20	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
21	Capacidad potencial de transportación (t/h)	23,85	18,39	23,85
22	Capacidad máxima a transportar (t/h)	15,00	15,00	0,00
23	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,63	0,82	0,00
24	Bloque de tensiones			
25	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	10,00	10,00	10,00
26	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	-90,00	-90,00	-90,00
27	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	10,00	10,00	10,00
28	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0,00	0,00	0,00
29	Distancia entre los puntos 5 y 6 (m)	14,00	14,00	14,00
30	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	45,00	45,00	45,00
31	Distancia entre los puntos 7 y 8 (m)	5,00	5,00	5,00
32	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	0,00	0,00	0,00
33	Distancia entre los puntos 9 y 10 (m)	25,00	25,00	25,00
34	Inclinación del tramo 9-10 (grados)	0,00	0,00	0,00
35	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75

36	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
37	Peso lineal de la carga (N/m)	53,30	69,15	0,00
38	Peso promedio de un rastrillo (N)	100,00	100,00	100,00
39	Separación entre rastrillos (m)	0,91	0,91	0,91
40	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	110	110	110
41	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	470,00	470,00	470,00
42	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	579,65	579,65	579,65
43	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-5796,49	-5796,49	-5796,49
44	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	695,58	980,82	695,58
45	Incremento de la resistencia entre los puntos 5 y 6 (N)	6426,83	7676,12	6426,83
46	Incremento de la resistencia entre los puntos 7 y 8 (N)	347,79	633,03	347,79
47	Incremento de la resistencia entre los puntos 9 y 10 (N)	2838,32	1738,95	1738,95
48	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,05	1,05	1,05
49	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 4 y 5	1,05	1,05	1,05
50	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 6 y 7	1,05	1,05	1,05
51	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 8 y 9	1,10	1,10	1,10
52	Tensión mínima en N	3000,00	3000,00	3000,00
53	Tensión en el punto 2 (N)	3000,00	3000,00	3000,00
54	Tensión en el punto 1 (N)	8796,49	8796,49	8796,49
55	Tensión en el punto 3 (N)	3150,00	3150,00	3150,00
56	Tensión en el punto 4 (N)	3845,58	4130,82	3845,58
57	Tensión en el punto 5 (N)	4037,86	4337,36	4037,86
58	Tensión en el punto 6 (N)	10464,69	12013,49	10464,69
59	Tensión en el punto 7 (N)	10987,92	12614,16	10987,92
60	Tension en el punto 8 (N)	11335,71	13247,19	11335,71
61	Tensión en el punto 9 (N)	12469,28	14571,91	12469,28
62	Tension en el punto 10 (N)	15307,60	16310,86	14208,23
63	Bloque de potencia			
64	Tiraje efectivo (N)	6511,11	7514,37	5411,74
65	Factor de sobrecarga	2,00	2,00	2,00
66	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
67	Potencia necesaria (kW)	11,75	10,45	9,76
68	Indice de consumo (kW-h/t)	0,78	0,70	#¡DIV/0!
69	Cálculos de comprobación			
70	a) En funcionamiento			

71	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,30	0,18	0,30
72	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
73	Factor de aum. en los rastr.	1	1	1
74	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	1864	1119	1798
75	Tensión teórica (N)	17172	17430	16006
76	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
77	Tensión de cálculo (N)	10303	10458	9604
78	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
79	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	103030	104581	96037
80	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
81	¿Es B80 mayor que B79?	Si	Si	Si
82	b) En el arranque:			
83	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
84	Tensión de impulso (N)	37465	48603	37465
85	Tensión dinámica (N)	24996	34031	24996
86	Tens. max. din. (N)	25300	30877	24601
87	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	12,65	10,36	13,01
88	¿Es B87 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
89	c) Al desgaste			
90	Bh en (mm)	40	40	40
91	S en (mm)	8	8	8
92	d n (mm)	20	20	20
93	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
94	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
95	Tens. teor. desgas. (N)	11920	13174	11887
96	Tens. de calc. desgas. (N)	7152	7904	7132
97	Presión de trabajo, en Mpa	6,4	7,1	6,4
98	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
99	¿Es B98 mayor que B97?	si	si	si

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,77 m/s lo cual es un valor un poco elevado para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 23,85 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT bajo igual a un 63%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 11,75 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,78 kW-h/ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

En un segundo caso se disminuyó la velocidad lineal hasta 0,59 m/s el cual es un valor correcto para estos conductores. La capacidad potencial fue de 18,39 t/h la cual permitió un CUT sobre el 82%. La potencia demandada fue de 10,45 kW, con un IC de 0,70 kW-h/t de bagazo. Por último sus cadenas no presentaron problema alguno.

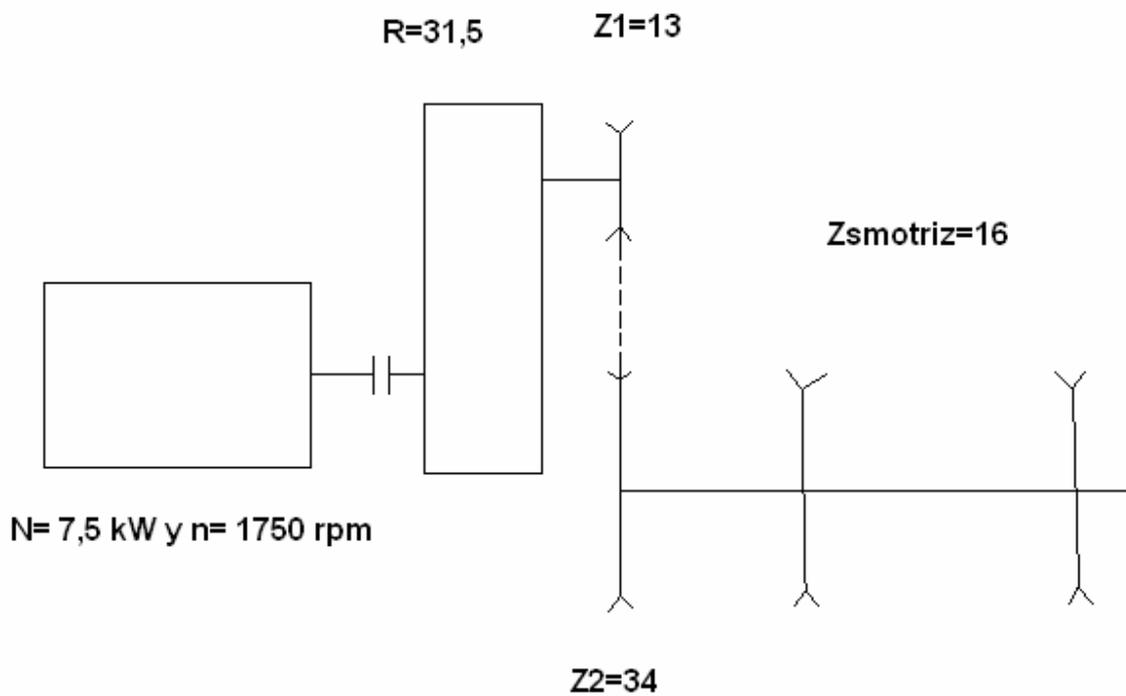
Y en un tercer caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuánto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 9,76 kW por lo que se afirma que el motor colocado de 13 kW cumple bien y de forma eficiente con la designación de servicio de este conductor.

#### **Conductor de bagazo # 4 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 10 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 2 m de longitud horizontal, luego un tramo de 5 m de largo con inclinación de 45 grados, y por último un tramo de 3 m horizontal. El mismo está compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 7,5 kW a 1750 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 13 y 34 dientes respectivamente. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se varió la velocidad y

un tercer caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 4

1		Escenarios		
2	Transportadores de Rastrillos # 4	1	2	3
3	Potencia del motor (Kw)	7,50	7,50	7,50
4	Bloque de capacidad			
5	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750	1750
6	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50	31,50
7	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	13	13	13
8	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	34	74	34
9	Relación de transmisión total	82,38	179,31	82,38
10	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	21,24	9,76	21,24
11	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
12	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
13	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,86	0,40	0,86
14	Largo del rastrillo (m)	1,20	1,20	1,20
15	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
16	angulo máximo de inclinación (grados)	45	45	45
17	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,50	0,50	0,50
18	Factor de llenado	0,60	0,60	0,60
19	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
20	Capacidad potencial de transportación (t/h)	27	12	27
21	Capacidad máxima a transportar (t/h)	10,00	10,00	0,00
22	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,37	0,81	0,00
23	Bloque de tensiones			
24	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	2	2	2
25	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	0	0	0
26	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	5	5	5
27	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	45	45	45
28	Distancia entre los puntos 5 y 6 (m)	3	3	3
29	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	0	0	0
30	Distancia entre los puntos 7 y 8 (m)	3	3	3
31	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	0	0	0
32	Distancia entre los puntos 9 y 10 (m)	5	5	5
33	Inclinación del tramo 9-10 (grados)	-45	-45	-45
34	Distancia entre los puntos 11 y 12 (m)	2	2	2
35	Inclinación del tramo 11-12 (grados)	0	0	0

36	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
37	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
38	Peso lineal de la carga (N/m)	32	69	0
39	Peso promedio de un rastrillo (N)	100	100	100
40	Separación entre rastrillos (m)	0,91	0,91	0,91
41	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	110	110	110
42	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	470	470	470
43	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	580	580	580
44	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	191	253	139
45	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	2422	2571	2295
46	Incremento de la resistencia entre los puntos 5 y 6 (N)	287	379	209
47	Incremento de la resistencia entre los puntos 7 y 8 (N)	209	209	209
48	Incremento de la resistencia entre los puntos 9 y 10 (N)	-1803	-1803	-1803
49	Incremento de la resistencia entre los puntos 11 y 12 (N)	139	139	139
50	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,05	1,05	1,05
51	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 4 y 5	1,05	1,05	1,05
52	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 6 y 7	1,10	1,10	1,10
53	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 8 y 9	1,05	1,05	1,05
54	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 10 y 11	1,05	1,05	1,05
55	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
56	Tensión en el punto 1 (N)	3000	3000	3000
57	Tensión en el punto 2 (N)	3191	3253	3139
58	Tensión en el punto 3 (N)	3351	3415	3296
59	Tensión en el punto 4 (N)	5773	5986	5591
60	Tensión en el punto 5 (N)	6062	6286	5871
61	Tensión en el punto 6 (N)	6349	6665	6080
62	Tensión en el punto 7 (N)	6983	7331	6688
63	Tension en el punto 8 (N)	7192	7540	6896
64	Tensión en el punto 9 (N)	7552	7917	7241
65	Tension en el punto 10 (N)	5748	6114	5438
66	Tension en el punto 11 (N)	6036	6419	5709
67	Tension en el punto 12 (N)	6175	6558	5849
68	Bloque de potencia			
69	Tiraje efectivo (N)	3175	3558	2849
70	Factor de sobrecarga	2	2	2

71	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
72	Potencia necesaria (kW)	6,4	3,3	5,8
73	Indice de consumo (kW-h/t)	0,64	0,33	#DIV/0!
74	Cálculos de comprobación			
75	a) En funcionamiento			
76	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,38	0,08	0,38
77	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
78	Factor de aum. en los rastr.	1	1	1
79	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	681	147	667
80	Tensión teórica (N)	6856	6706	6515
81	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
82	Tensión de cálculo (N)	4114	4023	3909
83	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
84	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	41135	40235	39091
85	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
86	¿Es B85 mayor que B84?	Si	Si	Si
87	b) En el arranque:			
88	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
89	Tensión de impulso (N)	19251	41899	19251
90	Tensión dinámica (N)	16076	38340	16402
91	Tens. max. din. (N)	13759	27028	13750
92	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	23,26	11,84	23,27
93	¿Es B92 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
94	c) Al desgaste			
95	Bh en (mm)	40	40	40
96	S en (mm)	8	8	8
97	d n (mm)	20	20	20
98	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
99	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
100	Tens. teor. desgas. (N)	7892	7991	7574
101	Tens. de calc. desgas. (N)	4735	4794	4545
102	Presión de trabajo, en Mpa	4,2	4,3	4,1
103	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
104	¿Es B104 mayor que B103?	si	si	si

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,86 m/s lo cual es un valor un poco elevado para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 27 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT muy bajo igual a un 37%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 6,4 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,64 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

En un segundo caso se disminuyó la velocidad lineal hasta 0,40 m/s el cual es un valor correcto para estos conductores. La capacidad potencial fue de 12 t/h la cual permitió un CUT sobre el 81%. La potencia demandada fue de 3,3 kW, con un IC de 0,33 kW-h/t de bagazo. Por último sus cadenas no presentaron problema alguno.

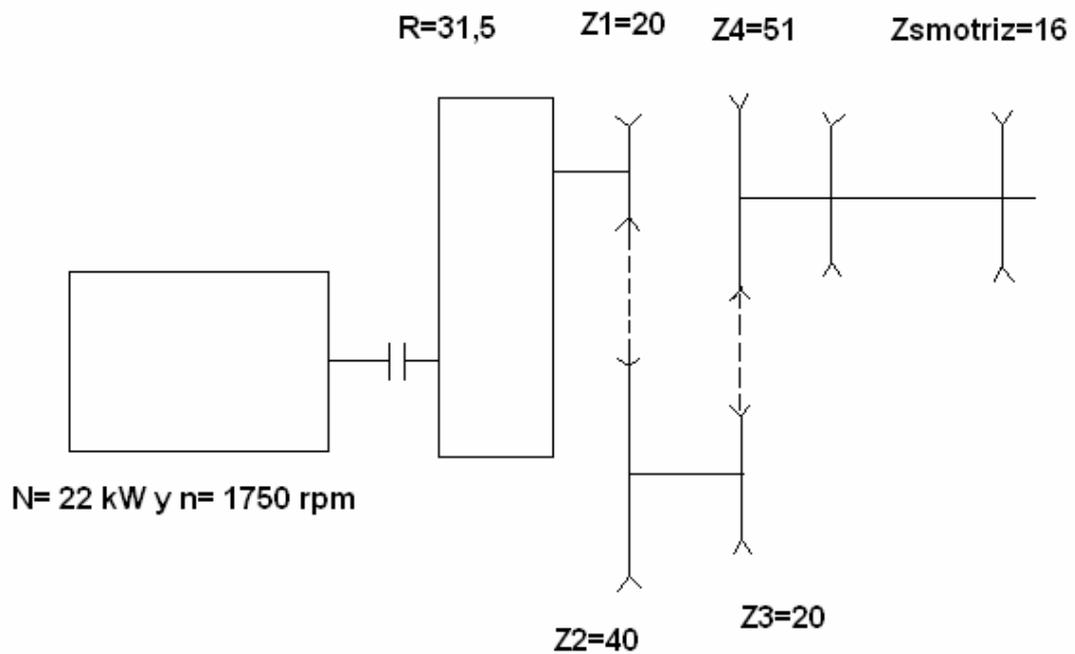
Y en un tercer caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuánto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 5,8 kW por lo que se afirma que el motor colocado de 7,5 kW cumple bien y de forma eficiente con la designación de servicio de este conductor.

### **Conductor de bagazo # 5 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 15 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 13 m de longitud vertical, luego un tramo de 21 m horizontal, posterior 11,5 m vertical, seguido 6 m con 15 grados de inclinación y por último un tramo de 15 m horizontal. El mismo está compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 22 kW a 1750 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 20 y 40 dientes respectivamente y un segundo paso compuesto por otra transmisión por cadenas de 20 y 51 dientes. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se varió

la velocidad y un tercer caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 5

1	Transportadores de Rastrillos # 3	Escenario # 1	Escenario # 2	Escenario # 3
2	Potencia del motor (Kw)	22,00	22,00	22,00
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750,00	1750,00	1750,00
5	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50	31,50
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	20,00	20,00	20,00
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	40,00	40,00	40,00
8	Número de dientes del sprocket conductor (2do paso)	20,00	20,00	20,00
9	Número de dientes del sprocket conducido (2do paso)	51,00	68,00	51,00
10	Relación de transmisión total	160,65	214,20	160,65
11	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	10,89	8,17	10,89
12	Número de dientes del Sprocket motriz	16,00	16,00	16,00
13	Paso de la cadena (mm)	152,00	152,00	152,00
14	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,44	0,33	0,44
15	Largo del rastrillo (m)	1,20	1,20	1,20
16	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
17	angulo máximo de inclinación (grados)	15,00	15,00	15,00
18	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,90	0,90	0,90
19	Factor de llenado	0,60	0,60	0,60
20	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
21	Capacidad potencial de transportación (t/h)	24,72	18,54	24,72
22	Capacidad máxima a transportar (t/h)	15,00	15,00	0,00
23	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,61	0,81	0,00
24	Bloque de tensiones			
25	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	13,00	13,00	13,00
26	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	-90,00	-90,00	-90,00
27	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	21,00	21,00	21,00
28	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0,00	0,00	0,00
29	Distancia entre los puntos 5 y 6 (m)	11,50	11,50	11,50
30	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	90,00	90,00	90,00
31	Distancia entre los puntos 7 y 8 (m)	6,00	6,00	6,00
32	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	15,00	15,00	15,00
33	Distancia entre los puntos 9 y 10 (m)	15,00	15,00	15,00
34	Inclinación del tramo 9-10 (grados)	0,00	0,00	0,00
35	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
36	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
37	Peso lineal de la carga (N/m)	92,57	123,43	0,00

38	Peso promedio de un rastrillo (N)	100,00	100,00	100,00
39	Separación entre rastrillos (m)	0,91	0,91	0,91
40	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	110	110	110
41	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	470,00	470,00	470,00
42	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	579,65	579,65	579,65
43	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-7535,44	-7535,44	-7535,44
44	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	1460,72	3599,17	1460,72
45	Incremento de la resistencia entre los puntos 5 y 6 (N)	6665,96	6665,96	6665,96
46	Incremento de la resistencia entre los puntos 7 y 8 (N)	1889,66	1303,27	1303,27
47	Incremento de la resistencia entre los puntos 9 y 10 (N)	2188,97	1043,37	1043,37
48	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,05	1,05	1,05
49	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 4 y 5	1,05	1,05	1,05
50	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 6 y 7	1,05	1,05	1,05
51	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 8 y 9	1,05	1,05	1,05
52	Tensión mínima en N	5000,00	5000,00	5000,00
53	Tensión en el punto 2 (N)	5000,00	5000,00	5000,00
54	Tensión en el punto 1 (N)	12535,44	12535,44	12535,44
55	Tensión en el punto 3 (N)	5250,00	5250,00	5250,00
56	Tensión en el punto 4 (N)	6710,72	8849,17	6710,72
57	Tensión en el punto 5 (N)	7046,25	9291,63	7046,25
58	Tensión en el punto 6 (N)	13712,22	15957,59	13712,22
59	Tensión en el punto 7 (N)	14397,83	16755,47	14397,83
60	Tension en el punto 8 (N)	16287,49	18058,75	15701,10
61	Tensión en el punto 9	17101,86	18961,69	16486,16
62	Tensión en el punto 10	19290,83	20005,05	17529,52
63	Bloque de potencia			
64	Tiraje efectivo (N)	6755,39	7469,62	4994,09
65	Factor de sobrecarga	2	2,00	2,00
66	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
67	Potencia necesaria (kW)	7,02	5,82	5,19
68	Indice de consumo (kW-h/t)	0,47	0,39	#jDIV/0!
69	Cálculos de comprobación			
70	a) En funcionamiento			
71	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,10	0,06	0,10
72	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
73	Factor de aum. en los rastr.	1	1	1
74	Ten. dinámica por efecto de cuerda, en N	849	487	798

75	Tensión teórica (N)	20139	20492	18327
76	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
77	Tensión de cálculo (N)	12084	12295	10996
78	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
79	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	120837	122952	109963
80	Tension de rotura de la cadena KN	320000	320000	320000
81	¿Es B80 mayor que B79?	Si	Si	Si
82	b) En el arranque:			
83	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
84	Tensión de impulso (N)	110115	146820	110115
85	Tensión dinámica (N)	93013	127858	93629
86	Tens. max. din. (N)	67891	89010	67173
87	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	4,71	3,60	4,76
88	¿Es B87 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
89	c) Al desgaste			
90	Bh en (mm)	40	40	40
91	S en (mm)	8	8	8
92	d n (mm)	20	20	20
93	Area de desgaste (mm cuad)	1120	1120	1120
94	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
95	Tens. teor. desgas. (N)	14822	16999	14797
96	Tens. de calc. desgas. (N)	8893	10199	8878
97	Presión de trabajo, en Mpa	7,9	9,1	7,9
98	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
99	¿Es B98 mayor que B97?	si	si	si
100	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
101	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,44 m/s lo cual es un valor correcto para este tipo de transportador. La capacidad potencial equivale a 24,72 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT bajo igual a un 61%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 7 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,47 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas son resistentes a los tres análisis a que son sometidas.

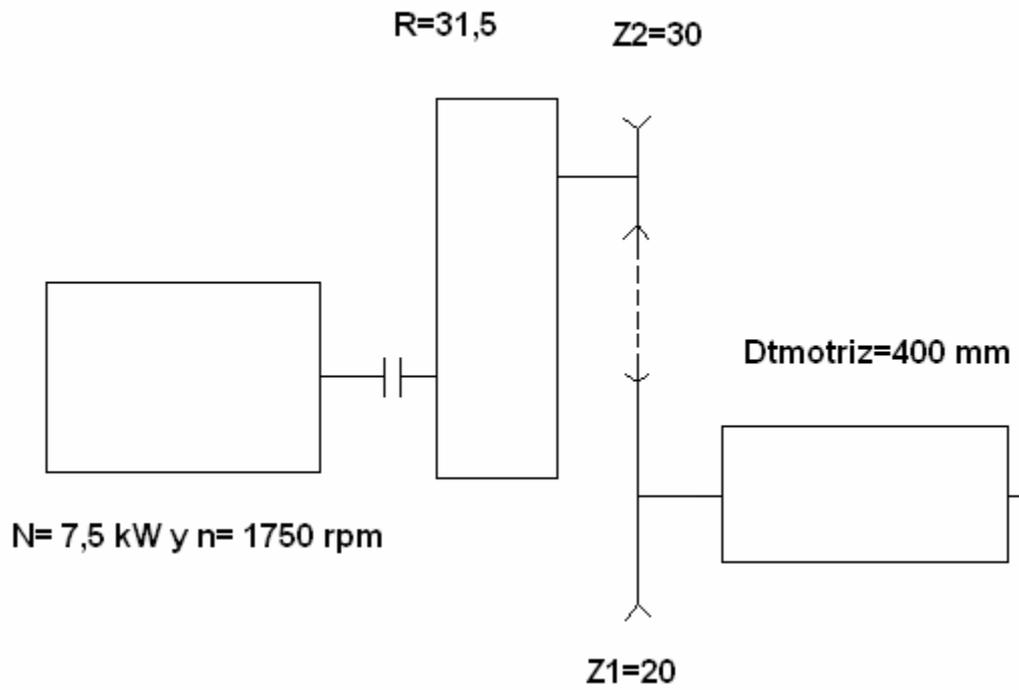
En un segundo caso se disminuyó la velocidad lineal hasta 0,33 m/s el cual es un valor correcto para estos conductores. La capacidad potencial fue de 18,54 t/h la cual permitió un CUT sobre el 81%. La potencia demandada fue de 5,82 kW, con un IC de 0,39 kW-h/t de bagazo. Por último sus cadenas no presentaron problema alguno.

Y en un tercer caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuánto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 5,19 kW por lo que se recomienda la sustitución del motor actual de 22 kW por un de 7,5 kW que sería capaz de satisfacer dicho equipo.

### **Conductor de bagazo # 6 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 12,5 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 15 m horizontal. El mismo está compuesto por una banda de 800 mm de ancho, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 7,5 kW a 1750 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 20 y 30 dientes respectivamente. El diámetro de la támara motriz es de 400 mm. Se montaron dos casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, y un segundo caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuánto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 6

1	Transportador de Banda.	Caso 1	Caso 2
2	Capacidad		
3	Potencia del motor en kW	7,50	7,50
4	Velocidad angular del motor en rev/min	1750,00	1750,00
5	Relación de transmisión del reductor	31,50	31,50
6	Número de dientes del sprocket conductor	20,00	20,00
7	Número de dientes del sprocket conducido	30,00	30,00
8	Relacion de transmision total	47,25	47,25
9	Velocidad angular de la tambora motriz (rev/min)	37,04	37,04
10	Diámetro de la tambora motriz (mm)	400,00	400,00
11	Velocidad lineal de la banda (m/s)	0,78	0,78
12	Ancho de la banda (m)	0,80	0,80
13	Densidad del material (t/m <sup>3</sup> )	0,16	0,16
14	Angulo de inclin. maximo en el trans. (grados)	0,00	0,00
15	Coefficiente de disminución por inclinación	1,00	1,00
16	Angulo de talud estatico del material en grados	45	45
17	Capacidad potencial del transportador (t/h)	12,90	0,00
18	Capacidad real máxima (t/h)	12,50	0,00
19	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,97	0,00
20	Tensiones		
21	Peso de la banda (kg/m <sup>2</sup> )	8,00	8,00
22	Peso lineal de la banda en N/m	62,78	62,78
23	Peso de una estación de rodillos superiores (lbs)	18,00	18,00
24	Peso de una estación de rodillos superiores en N	80,06	80,06
25	Separacion entre rodillos superiores en m	1,40	1,40
26	Peso lineal de rodillos superiores en N/m	57,19	57,19
27	Peso de un rodillo inferior (en lbs)	18,00	18,00
28	Peso de un rodillo inferior en N	80,06	80,06
29	Separacion entre rodillos inferiores en N	2,800	2,800
30	Peso lineal de rodillos inferiores en N/m	28,594	28,594
31	Peso lineal de la carga en N/m	43,913	0
32	Distancia entre los puntos 1 y 2 en m	15,00	15,00
33	Angulo de inclinacion entre los puntos 1 y 2 (grados)	0,00	0,00
34	Distancia entre los puntos 3 y 4 en m	15	15
35	Angulo de inclinacion entre los puntos 3 y 4 (grados)	0,00	0,00
36	Fact. de resist. al mov. rama inf.	0,08	0,08
37	Fact. de resist. al mov. rama sup.	0,08	0,08

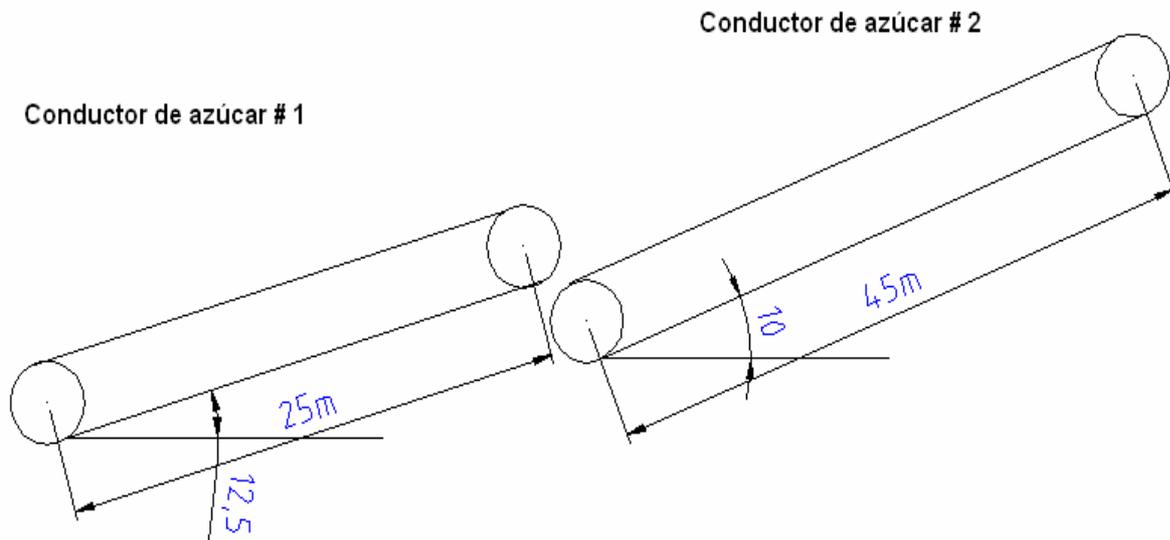
38	Incremento de la resistencia entre puntos 1 y 2 (N)	109,65	109,65
39	Incremento de la resistencia entre puntos 3 y 4 (N)	196,66	143,97
40	Factor de aumento de la tension entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10
41	Coeficiente de traccion de tambora motriz	2,56	2,56
42	Tension en el punto 1 (N). Primer cálculo	206,00	206,00
43	Tensión mínima	500,00	500,00
44	Tensión en el punto 1	500,00	500,00
45	Tension en el punto 2 en N	610	610
46	Tension en el punto 3 en N	671	671
47	Tension en el punto 4 en N	867	815
48	Tiraje efectivo en N	367	315
49	Factor de sobrecarga	2	2
50	Eficiencia de total del sistema de transmision	0,85	0,85
51	Potencia en kW	0,67	0,57
52	Indice de consumo (kW-h/tonelada de material)	0,05	#DIV/0!
53	Comprobacion de la banda		
54	a) en funcionamiento		
55	Se debe cumplir que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u > K \cdot S_{max}$		
56	$K_u = 0.8$ (suponiendo una banda empate por vulcanizado)	0,8	0,8
57	K es el factor de seguridad de acuerdo al Nro de capas	7	7
58	Srotura de la banda	250	250
59	Ancho de banda	80	80
60	Miembro izquierdo de la ecuacion	156960	156960
61	Miembro derecho de la ecuacion	6070,98	5702,10
62	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI
63	b) en el arranque		
64	Debe cumplirse que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u / S_{max} + S_{din} > 1,5$		
65	Por se acoplamiento flexible (Km)	1,3	1,3
66	Tension de impulso (Simp)	21368,37	21368,37
67	Tension dinamica ( $S_{din} = Simp - W_0$ )	21001,09	21053,79
68	Calculando la ecuacion total	7,18	7,18
69	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI

Resultados de los escenarios:

En un primer caso analizado la velocidad lineal del equipo es de 0,78 m/s lo cual es un valor correcto para este tipo de transportador aunque pudieran ser mayores. La capacidad potencial equivale a 12,9 t/h lo cual proporcionó un valor del CUT bajo igual a un 97%. La potencia demandada por el conductor para cumplir correctamente con su designación es de 0,67 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,05 kW-h/ ton de bagazo. Y la banda resiste a los 2 cálculos de resistencia a la que es chequeada.

Y en un segundo caso se supuso que el transportador se encuentra trabajando en vacío por lo cual se realizó este cálculo para saber a cuanto asciende la demanda de potencia del mismo es esta circunstancia la que posee un valor de 0,57 kW por lo que se recomienda la sustitución del motor actual de 7,5 kW por un de 2 kW que sería capaz de satisfacer dicho equipo.

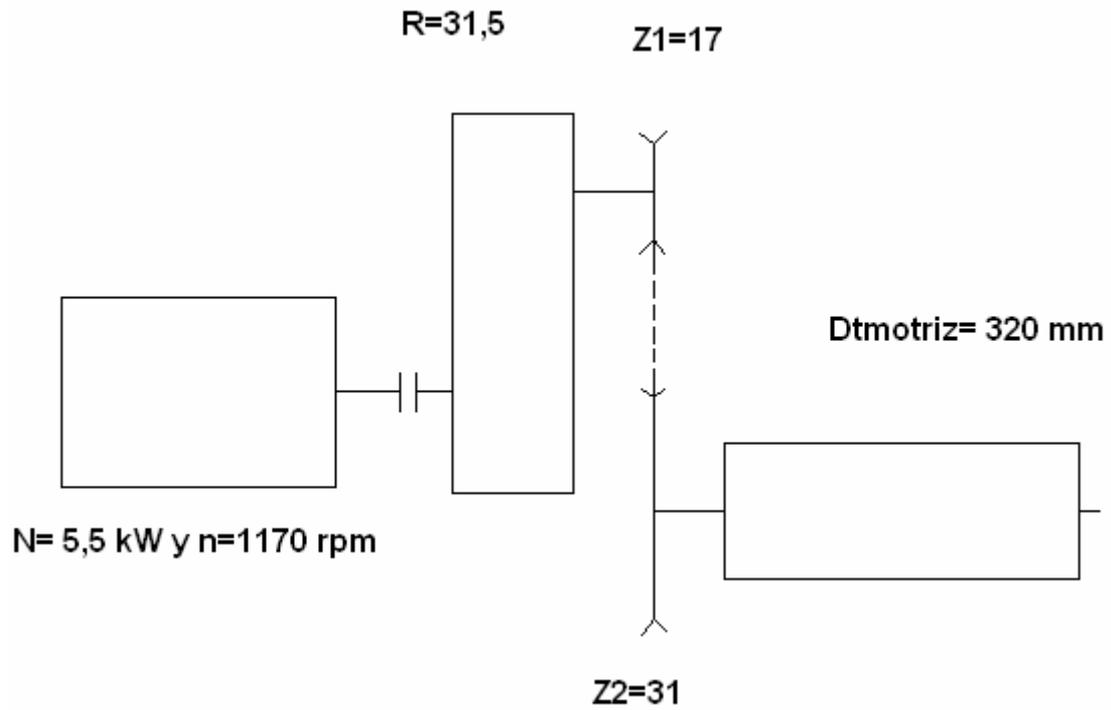
Para el sistema de transportación de azúcar agranel el esquema según su traza es el siguiente:



### **Conductor de azúcar # 1 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne**

Este conductor tiene como misión la manipulación de aproximadamente 11 t/h de azúcar. Posee una traza de 25 m de longitud y 12,5 grados de inclinación, con un ancho de banda de 600 mm. La unidad motriz como se puede ver en el esquema está compuesta por un motor de 5,5 kW a 1170 rpm. A continuación se encuentra montado un reductor con relación de transmisión de 31,5, seguido de una transmisión por cadenas de 17 y 31 dientes respectivamente. El diámetro de la tambora motriz es de 320 mm. Se llevaron a cabo tres montajes de diversos casos, el primero al igual que los casos anteriores no es más que la situación actual del equipo, el segundo similarmente a los anteriores es donde se varía la velocidad lineal del transportador, y un tercer caso no sería otro que conocer la demanda de potencia cuando el mismo está operando en vacío.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor



Esquema de la unidad motriz del conductor de azúcar # 1

1	Transportador de Banda inclinado 12,5 grados	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Capacidad			
3	Potencia del motor en kW	5,5	5,5	5,5
4	Velocidad angular del motor en rev/min	1170	1170	1170
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	20	31,5
6	Número de dientes del sprocket conductor	17	17	17
7	Número de dientes del sprocket conducido	31	66	31
8	Relacion de transmision total	57,44	77,65	57,44
9	Velocidad angular de la tambora motriz (rev/min)	20,37	15,07	20,37
10	Diámetro de la tambora motriz (mm)	320	320	320
11	Velocidad lineal de la banda (m/s)	0,34	0,25	0,34
12	Ancho de la banda (m)	0,60	0,60	0,60
13	Densidad del material (t/m <sup>3</sup> )	0,92	0,92	0,92
14	Angulo de inclin. maximo en el trans. (grados)	12,5	12,5	12,5
15	Coefficiente de disminuci3n por inclinaci3n	1	1	1
16	Angulo de talud estatico del material en grados	40	40	40
17	Capacidad potencial del transportador (t/h)	17,22	13	0
18	Capacidad real m3xima (t/h)	11	11	0
19	Coefficiente de utilizaci3n t3cnica (CUT)	0,64	0,85	0
20	Tensiones			
21	Peso de la banda (kg/m <sup>2</sup> )	8	8	8
22	Peso lineal de la banda en N/m	47,09	47,09	47,09
23	Peso de una estaci3n de rodillos superiores (lbs)	18	18	18
24	Peso de una estacion de rodillos superiores en N	80,06	80,06	80,06
25	Separacion entre rodillos superiores en m	1,20	1,20	1,20
26	Peso lineal de rodillos superiores en N/m	66,72	66,72	66,72
27	Peso de un rodillo inferior (en lbs)	18	18	18
28	Peso de un rodillo inferior en (N)	80,06	80,06	80,06
29	Separacion entre rodillos inferiores en (m)	2	2	2
30	Peso lineal de rodillos inferiores en N/m	40,032	40,032	40,032
31	Peso lineal de la carga en N/m	87,834	118,731	0
32	Distancia entre los puntos 1 y 2 en m	25	25	25
33	Angulo de inclinacion entre los puntos 1 y 2 (grados)	12,5	12,5	12,5
34	Distancia entre los puntos 3 y 4 en m	25	25	25
35	Angulo de inclinacion entre los puntos 3 y 4 (grados)	12,5	12,5	12,5
36	Fact. de resist. al mov. rama inf.	0,08	0,08	0,08
37	Fact. de resist. al mov. rama sup.	0,08	0,08	0,08

38	Incremento de la resistencia entre puntos 1 y 2 (N)	424,90	424,90	424,90
39	Incremento de la resistencia entre puntos 3 y 4 (N)	1123,79	1351,30	477,01
40	Factor de aumento de la tension entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
41	Coefficiente de traccion de tambora motriz	2,56	2,56	2,56
42	Tension en el punto 1 (N). Primer cálculo	206	206	206
43	Tensión mínima	500	500	500
44	Tensión en el punto 1	500	500	500
45	Tension en el punto 2 en N	925	925	925
46	Tension en el punto 3 en N	1017	1017	1017
47	Tension en el punto 4 en N	2141	2369	1494
48	Tiraje efectivo en N	1641	1869	994
49	Factor de sobrecarga	2	2	2
50	Eficiencia de total del sistema de transmision	0,85	0,85	0,85
51	Potencia en kW	1,32	1,11	0,80
52	Indice de consumo (kW-h/tonelada de material)	0,12	0,10	#jDIV/0!
53	Comprobacion de la banda			
54	a)en funcionamiento			
55	Se debe cumplir que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u > K \cdot S_{max}$			
56	$K_u = 0.8$ (suponiendo una banda empate por vulcanizado)	0,8	0,8	0,8
57	K es el factor de seguridad de acuerdo al Nro de capas	7	7	7
58	Srotura de la banda	250	250	250
59	Ancho de banda	60	60	60
60	Miembro izquierdo de la ecuacion	117720	117720	117720
61	Miembro derecho de la ecuacion	14988,25	16580,84	10460,85
62	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI
63	b) en el arranque			
64	Debe cumplirse que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u / S_{max} + S_{din} > 1,5$			
65	Por se acoplamiento flexible (Km)	1,3	1,3	1,3
66	Tension de impulso (Simp)	35616,94	48145,79	35616,94
67	Tension dinamica (Sdin=Simp-Wo)	33975,76	46277,10	34622,54
68	Calculando la ecuacion total	3,26	2,42	3,26
69	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI

Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,34 m/s, la cual se considera baja para este tipo de transportador y el material a manejar. Pero la capacidad potencial es de 17,22 t/h de azúcar lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor bajo como de un 64%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 1,32 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,12 kW-h/ ton de azúcar. Y la banda resiste a los dos análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque.

En un segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 31 a 66 dientes, por lo cual la velocidad disminuyó desde el valor anterior hasta 0,25 m/s. La capacidad potencial debido al cambio de la velocidad disminuyó hasta un valor tal que proporcione que el CUT tomara un valor de un 85% lo cual es una buena cifra dentro de lo que está recomendado. La potencia que se demanda es de 1,11 kW con un (IC) de 0,10 kW-h/ ton de azúcar. Y por último la banda o presenta problema alguno de resistencia.

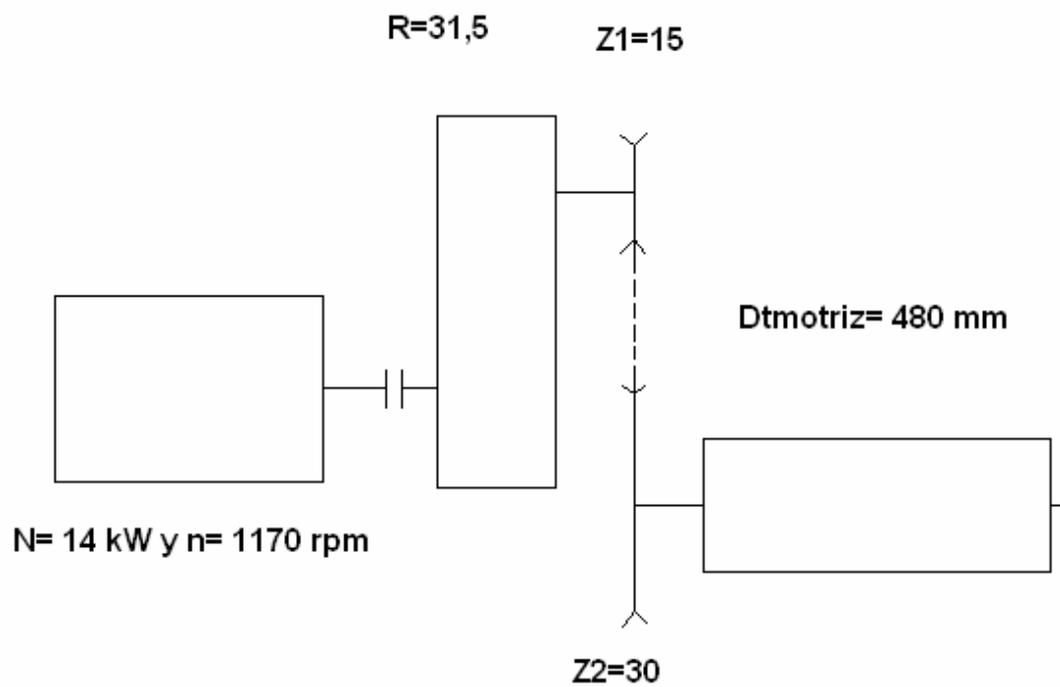
Y como un tercer y último caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 0,8 kW, por lo que se recomienda la sustitución por un motor de 2 kW.

### **Conductor de azúcar # 2 de la Empresa Azucarera Heriberto Duquesne**

Este conductor tiene como misión la manipulación de aproximadamente 11 t/h de azúcar. Posee una traza de 45 m de longitud y 10 grados de inclinación, con un ancho de banda de 600 mm. La unidad motriz como se puede ver en el esquema está compuesta por un motor de 14 kW a 1170 rpm. A continuación se encuentra montado un reductor con relación de transmisión de 31,5, seguido de una transmisión por cadenas de 15 y 30 dientes respectivamente. El diámetro de la tambora motriz es de 480 mm. Se llevaron a cabo tres montajes de diversos casos, el primero al igual que los casos anteriores no es más que la situación actual del equipo, el segundo similarmente a los anteriores es donde se varía la velocidad

lineal del transportador, y un tercer caso no sería otro que conocer la demanda de potencia cuando el mismo esta operando en vacío.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor



Esquema de la unidad motriz del conductor de azúcar # 2

1	Transportador de Banda inclinado 10 grados	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Capacidad			
3	Potencia del motor en kW	14	5,5	14
4	Velocidad angular del motor en rev/min	1170	1170	1170
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket conductor	15	15	15
7	Número de dientes del sprocket conducido	30	56	30
8	Relacion de transmision total	63,00	117,60	63,00
9	Velocidad angular de la tambora motriz (rev/min)	18,57	9,95	18,57
10	Diámetro de la tambora motriz (mm)	480	480	480
11	Velocidad lineal de la banda (m/s)	0,47	0,25	0,47
12	Ancho de la banda (m)	0,60	0,60	0,60
13	Densidad del material (t/m <sup>3</sup> )	0,92	0,92	0,92
14	Angulo de inclin. maximo en el trans. (grados)	10	10	10
15	Coefficiente de disminución por inclinación	1	1	1
16	Angulo de talud estatico del material en grados	40	40	40
17	Capacidad potencial del transportador (t/h)	23,19	12,89	0
18	Capacidad real máxima (t/h)	11	11	0
19	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,47	0,85	0
20	Tensiones			
21	Peso de la banda (kg/m <sup>2</sup> )	8	8	8
22	Peso lineal de la banda en N/m	47,09	47,09	47,09
23	Peso de una estación de rodillos superiores (lbs)	18	18	18
24	Peso de una estacion de rodillos superiores en N	80,06	80,06	80,06
25	Separacion entre rodillos superiores en m	1	1	1
26	Peso lineal de rodillos superiores en N/m	80,06	80,06	80,06
27	Peso de un rodillo inferior (en lbs)	18	18	18
28	Peso de un rodillo inferior en (N)	80,06	80,06	80,06
29	Separacion entre rodillos inferiores en (m)	2	2	2
30	Peso lineal de rodillos inferiores en N/m	40,032	40,032	40,032
31	Peso lineal de la carga en N/m	64,222	119,882	0,000
32	Distancia entre los puntos 1 y 2 en m	45	45	45
33	Angulo de inclinacion entre los puntos 1 y 2 (grados)	10	10	10
34	Distancia entre los puntos 3 y 4 en m	45	45	45
35	Angulo de inclinacion entre los puntos 3 y 4 (grados)	10	10	10
36	Fact. de resist. al mov. rama inf.	0,08	0,08	0,08
37	Fact. de resist. al mov. rama sup.	0,08	0,08	0,08

38	Incremento de la resistencia entre puntos 1 y 2 (N)	676,82	676,82	676,82
39	Incremento de la resistencia entre puntos 3 y 4 (N)	1548,28	2180,54	818,75
40	Factor de aumento de la tension entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
41	Coeficiente de traccion de tambora motriz	2,56	2,56	2,56
42	Tension en el punto 1 (N). Primer cálculo	206	206	206
43	Tensión mínima	500	500	500
44	Tensión en el punto 1	500	500	500
45	Tension en el punto 2 en N	1177	1177	1177
46	Tension en el punto 3 en N	1295	1295	1295
47	Tension en el punto 4 en N	2843	3475	2113
48	Tiraje efectivo en N	2343	2975	1613
49	Factor de sobrecarga	2	2	2
50	Eficiencia de total del sistema de transmision	0,85	0,85	0,85
51	Potencia en kW	2,57	1,75	1,77
52	Indice de consumo (kW-h/tonelada de material)	0,23	0,16	#DIV/0!
53	Comprobacion de la banda			
54	a)en funcionamiento			
55	Se debe cumplir que $B \cdot Srot \cdot Ku > K \cdot Smax$			
56	$Ku=0.8$ (suponiendo una banda empate por vulcanizado)	0,8	0,8	0,8
57	K es el factor de seguridad de acuerdo al Nro de capas	7	7	7
58	Srotura de la banda	250	250	250
59	Ancho de banda	60	60	60
60	Miembro izquierdo de la ecuacion	117720	117720	117720
61	Miembro derecho de la ecuacion	19899,50	24325,34	14792,76
62	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI
63	b) en el arranque			
64	Debe cumplirse que $B \cdot Srot \cdot Ku / Smax + Sdin > 1,5$			
65	Por se acoplamiento flexible (Km)	1,3	1,3	1,3
66	Tension de impulso (Simp)	66289,99	48612,66	66289,99
67	Tension dinamica (Sdin=Simp-Wo)	63947,20	45637,61	64676,74
68	Calculando la ecuacion total	1,76	2,40	1,76
69	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI

Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,47 m/s, la cual se considera baja para este tipo de transportador y el material a manejar. Pero la capacidad potencial es de 23,19 t/h de azúcar lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor muy bajo como de un 47%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 2,57 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,23 kW-h/ ton de azúcar. Y la banda resiste a los dos análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque.

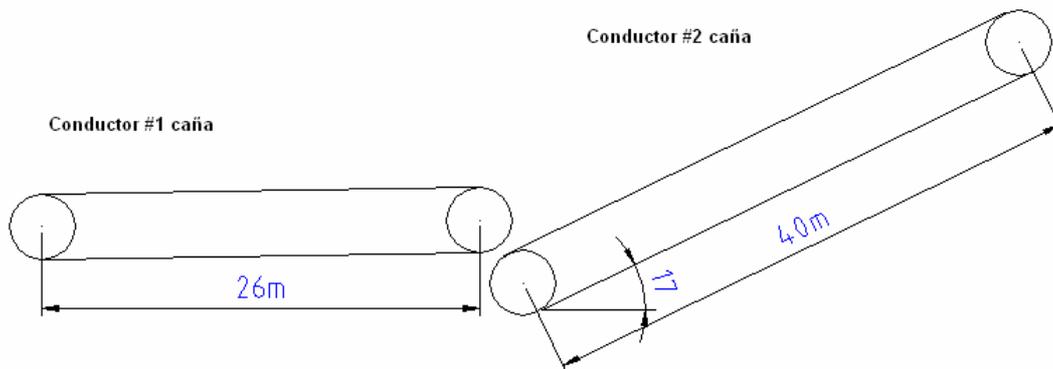
En un segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 30 a 56 dientes, por lo cual la velocidad disminuyó desde el valor anterior hasta 0,25 m/s. La capacidad potencial debido al cambio de la velocidad disminuyó hasta un valor tal que proporcione que el CUT tomara un valor de un 85% lo cual es una buena cifra dentro de lo que está recomendado. La potencia que se demanda es de 1,75 kW con un (IC) de 0,16 kW-h/ ton de azúcar. Y por último la banda no presenta problema alguno de resistencia siempre y cuando una vez realizado este cambio en la transmisión también se sustituya por un motor de 5,5 kW y dicha banda no fallara.

Y como un tercer y último caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuánta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 1,77 kW, por lo que se recomienda la sustitución por un motor de hasta 5,5 kW.

## **E A Héctor Rodríguez**

Esta empresa se encuentra ubicada en el municipio de Sagua la Grande de la provincia de Villa Clara es uno de los ingenios de mayor capacidad de molienda en la actualidad, el cual procesa aproximadamente 400 000 @/día o sea 191,57 t/h de caña.

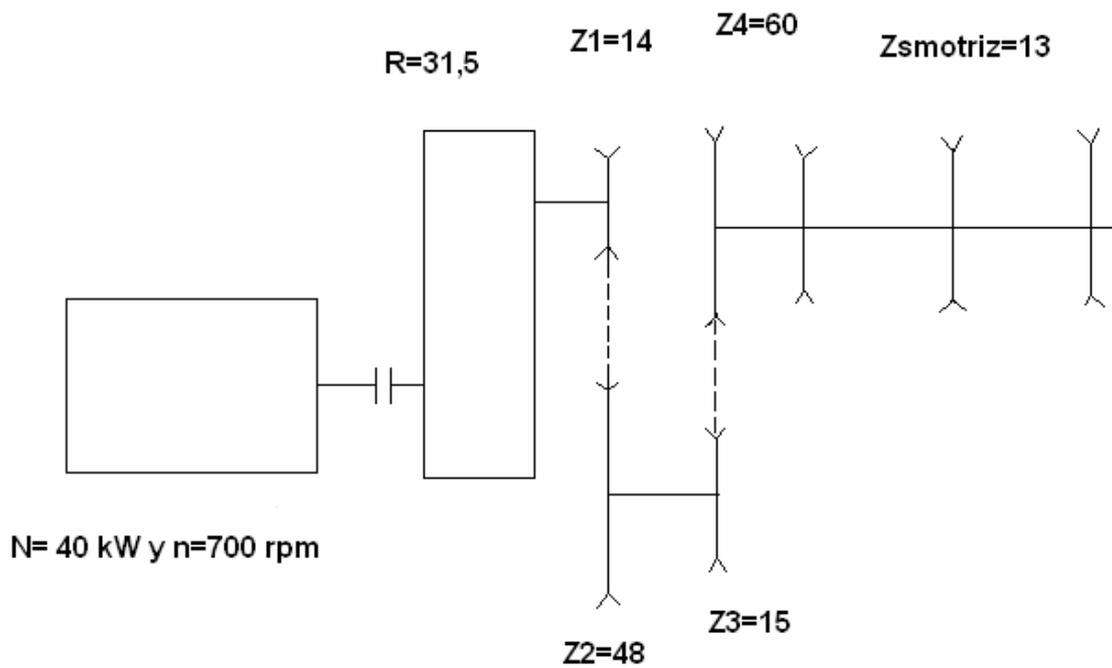
Para el sistema de transportación de caña el esquema según su traza es el siguiente.



### **Transportador de caña # 1 de la Empresa Azucarera Héctor Rodríguez.**

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 191,57 t/h de caña. Posee una con un solo tramo de 26 m de longitud horizontal. El ancho del entablillado es de 2,4 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 700 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 14 y 48 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por otra transmisión por cadenas de 15 y 60 dientes. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 203 mm movidas por sprocket de 13 dientes. Se montaron dos escenarios, uno con la situación actual, y un segundo escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 1

1	Para un transportador de tablillas horizontal de una sola traza		
2	Entrada de datos		
3	Transportador # 1	Caso # 1	Caso # 2
4	Ancho del entablillado (m)	2,4	2,4
5	Altura de la guardera (m)	2,5	2,5
6	Factor de llenado asumido	0,7	0,7
7	Potencia del motor en kW	40	40
8	Factor de arranque	2	2
9	Velocidad angular (rpm) del motor	700	700
10	Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	14	14
11	Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	48	48
12	Num de dientes del sproket motriz (Z1)	15	15
13	Num de dientes del sproket conducido (Z2)	60	60
14	Relac. De trasnm. del reductor	31,5	31,5
15	Relac. total de transmisión	432	432
16	Velocidad angular (rpm) Sprocket	1,62	1,62
17	Número de dientes sprock. Principal	13	13
18	Paso de la cadena principal (mm)	203	203
19	Velocidad lineal del transportador	0,07	0,07
20	Material	caña	caña
21	Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2
22	Angulo de talud est. en grados	10	10
23	Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4
24	Coefficiente dism. capac. por inclin.	1	1
25	Capacidad		
26	Capacidad potencial (ton/hora)	220,69	0
27	Capacidad potencial en @/día	460791	0
28	CUT	0,87	0
29	Veloc. Nec. Para 400 000 @/día		
30	Capac. ton/hor	191,57	191,57
31	Veloc. Nec. Para esta capac. (m/s)	0,06	0,06
32	Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,17	0,17
33	Para variar Z del sproc. Conducido	55,29	55,29
34	Valor entero de Z2	40,00	40,00
35	Relac. De transm. total para el nuevo Z2	360,00	360,00
36	Nueva veloc. ang. Del sprock. principal	1,94	1,94
37	Nueva veloc. Lineal	0,09	0,09
38	Factor de llenado real	0,70	0,70

39	Tensiones:		
40	Pesos lineales:		
41	Peso del entablillado (N/m)	2500	2500
42	Peso del material (N/m)	7325	0
43	Resist. por fric. Con las guard. N/m	2403	2403
44	Longitud del transportador (m)	26	26
45	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25
46	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	16250	16250
47	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12
48	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	93143	70290
49	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1
50	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000
51	Tensión en el punto 2 (N)	19250	19250
52	Tensión en el punto 3 (N)	21175	21175
53	Tensión en el punto 4 (N)	114318	91465
54	Tiraje efectivo (N)	111318	88465
55	Factor de sobrecarga	2	2
56	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85
57	Potencia del motor en kW (demandada por el equipo)	18,67	14,83
58	Indice de consumo	0,10	0,08
59	Cálculos de comp. de la cadena		
60	a) en funcionamiento		
61	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5
62	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,004	0,004
63	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	371	125
64	Tensión teórica (N)	114689	91590
65	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4
66	Fuerza de cálculo	45875	36636
67	Tensión de rotura	745560	745560
68	Factor de seguridad	7	7
69	Tensión de comparación en func.	321128	256453
70	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI

71	b)Comprobación en el arranque		
72	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3
73	Tensión de impulso (N)	1033638	1033638
74	Tensión dinámica en el arranque (N)	922320	945174
75	Tensión din. máx. Arranque (N)	414804	414706
76	Valor total de la comprobación	622205,31	622058,26
77	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI
78	c) Comprobación al desgaste		
79	Tensión teórica para el desgaste (N)	114503	91527
80	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	45801	36611
81	Longitud del rodillo (B, mm)	38	38
82	Espesor de las planch. laterales (mm)	12,7	12,7
83	Diámetro del pasador (mm)	25,4	25,4
84	Area de desgaste del pasador mm cuadrados	1610,36	1610,36
85	Presión sobre el pasador (MPa)	28	23
86	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18
87	Condición de resistencia	si	si

#### Resultados de los escenarios:

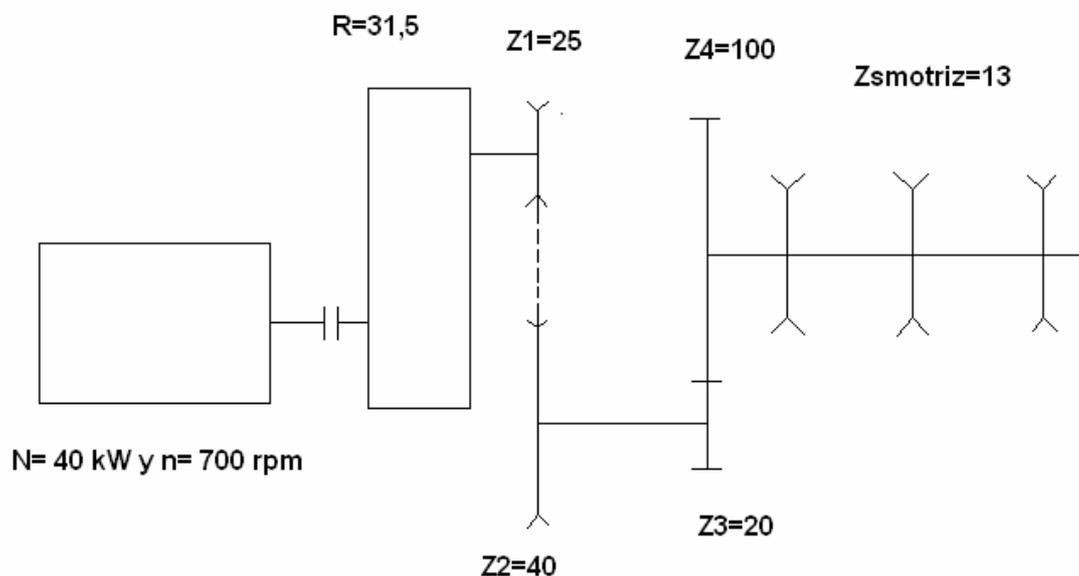
En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,07 m/s, la cual se considera bastante bien para este tipo de conductor y el material a manejar. La capacidad potencial es de 220,69 t/h de caña lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor muy correcto como de un 87%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 18,67 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,10 kW-h/ ton de caña. Y las cadenas resisten a los análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque, aunque al desgaste se recomienda someter a algún tipo de tratamiento térmico sus pasadores.

Y en un segundo caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanto potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 14,83 kW, por lo que se recomienda la sustitución por un motor de hasta 30 kW.

#### **Transportador de caña # 2 de la Empresa Azucarera Héctor Rodríguez.**

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 191,57 t/h de caña. Posee una con un solo tramo de 40 m de longitud horizontal. El ancho del entablillado es de 2,1 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 700 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 25 y 40 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión por engranes abierta de 20 y 100 dientes. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 203 mm movidas por sprocket de 13 dientes. Se montaron dos escenarios, uno con la situación actual, y un segundo escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 2

1	Para un transportador de tablillas inclinado 17 grados de una sola traza		
2	Entrada de datos		
3	Transportador # 2	Caso #1	Caso #2
4	Ancho del entablillado (m)	2,1	2,1
5	Altura de la guardera (m)	1,5	1,5
6	Factor de llenado asumido	0,7	0,7
7	Potencia del motor en kW	40	40
8	Factor de arranque	2	2
9	Velocidad angular (rpm) del motor	700	700
10	Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1)	25	25
11	Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	40	40
12	Num de dientes del piñon (Z1)	20	20
13	Num de dientes de la catalina (Z2)	100	100
14	Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5
15	Relac. total de transmisión	252	252
16	Velocidad angular (rpm) Sprocket	2,78	2,78
17	Número de dientes sprock. Principal	13	13
18	Paso de la cadena principal (mm)	203	203
19	Velocidad lineal del transportador	0,12	0,12
20	Material	caña	caña
21	Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2
22	Angulo de talud est. en grados	10	10
23	Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4
24	Ángulo de inclinación	17	17
25	Coefficiente dism. capac. por inclin.	0,9	0,9
26	Capacidad		
27	Capacidad potencial (ton/hora)	200,07	0
28	Capacidad potencial en @/día	417746	0
29	CUT	0,96	0
30	Veloc. Nec. Para 400 000 @/día		
31	Capac. ton/hor	191,57	191,57
32	Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,12	0,12
33	Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,17	0,17
34	Para variar Z del sproc. Conducido	41,77	41,77
35	Valor entero de Z2	40,00	40,00
36	Relac. De transm. total para el nuevo Z2	252,00	252,00
37	Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	2,78	2,78
38	Nueva veloc. Lineal	0,12	0,12

39	Factor de llenado real	0,70	0,70
40	Tensiones:		
41	Pesos lineales:		
42	Peso del entablillado (N/m)	2500	2500
43	Peso del material (N/m)	4273	0
44	Resist. por fric. Con las guard. N/m	865	865
45	Longitud del transportador (m)	40	40
46	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25
47	Increment. de tens. rama inf.1-2 (N)	23908,72	23908,72
48	Fact. de resist.al mov. rama superior	0,12	0,12
49	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	44110	38116
50	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1
51	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000
52	Tensión en el punto 2 (N)	26908,72	26908,72
53	Tensión en el punto 3 (N)	29599,59	29599,59
54	Tensión en el punto 4 (N)	73709	67716
55	Tiraje efectivo (N)	70709	64716
56	Factor de sobrecarga	2	2
57	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85
58	Potencia del motor en kW	20,33	18,60
59	Indice de consumo	0,11	0,10
60	Cálculos de comp. de la cadena		
61	a) en funcionamiento		
62	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5
63	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,009	0,009
64	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	843	394
65	Tensión teórica (N)	74552	68110
66	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4
67	Fuerza de cálculo	29821	27244
68	Tensión de rotura	745560	745560
69	Factor de seguridad	10	10
70	Tensión de comparación en func.	298209	272440
71	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI

72	b)Comprobación en el arranque		
73	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3
74	Tensión de impulso (N)	723547	723547
75	Tensión dinámica en el arranque (N)	652837	658831
76	Tensión din. máx. Arranque (N)	290956	290776
77	Valor total de la comprobación	436433,80	436164,46
78	Condición de resistencia (SI o NO)	Si	Si
79	c) Comprobación al desgaste		
80	Tensión teórica para el desgaste (N)	74131	67913
81	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	29652	27165
82	Longitud del rodillo (B, mm)	38	38
83	Espesor de las planch. laterales (mm)	12,5	12,5
84	Diámetro del pasador (mm)	25,4	25,4
85	Area de desgaste del pasador mm cuadrados	1600,2	1600,2
86	Presión sobre el pasador (MPa)	19	17
87	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18
88	Condición de resistencia	si	si

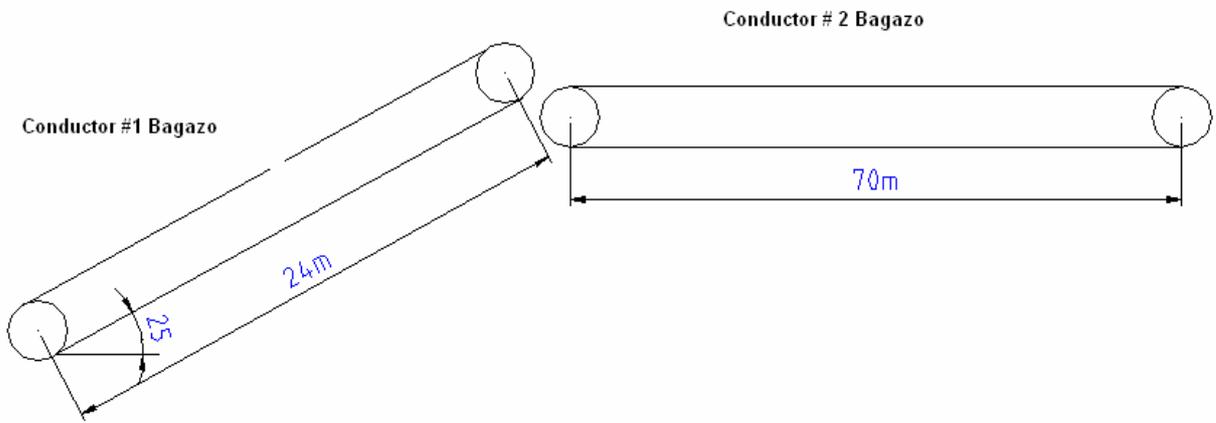
#### Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,12 m/s, la cual se considera bastante bien para este tipo de conductor y el material a manejar. La capacidad potencial es de 200 t/h de caña lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor muy correcto como de un 96%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 20,33 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,11 kW-h/ ton de caña. Y las cadenas resisten a los análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque, aunque al desgaste se recomienda someter a algún tipo de tratamiento térmico sus pasadores.

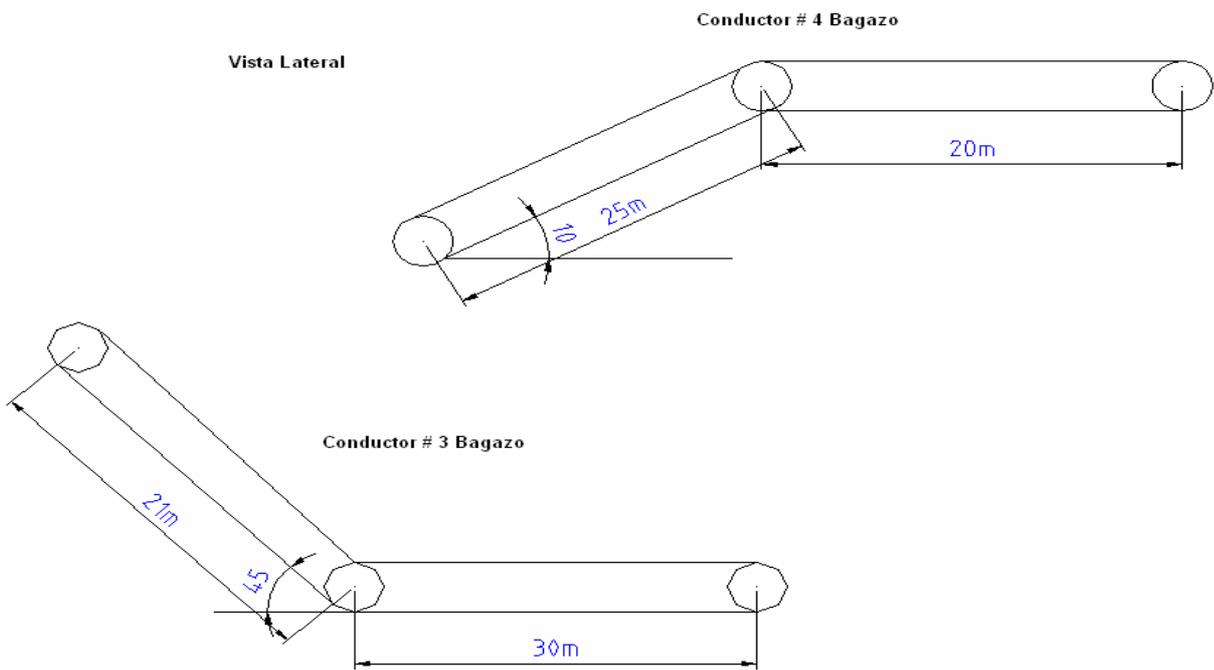
Y en un segundo caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 18,60 kW, por lo que se recomienda la sustitución por un motor de hasta 30 kW.

Para el sistema de transportación de bagazo el esquema según su traza es el siguiente:

Vista Frontal



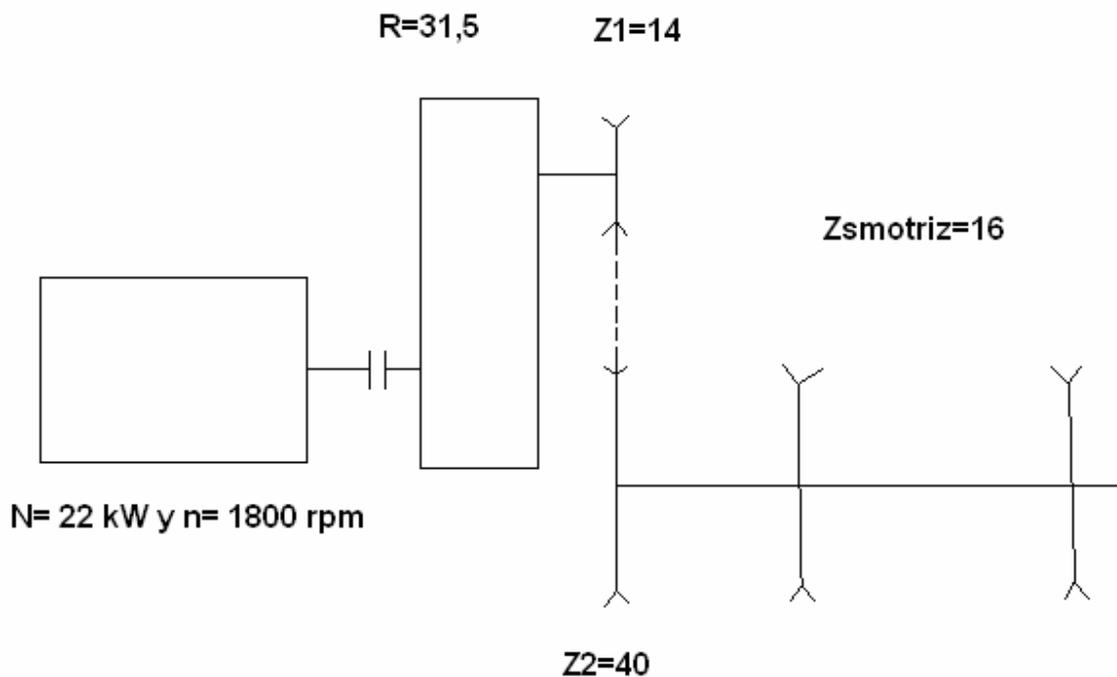
Vista Lateral



**Conductor de bagazo # 1 de la Empresa Azucarera Héctor Rodríguez.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 57,47 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 24 m de longitud inclinado a 25,34 grados. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,45 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 22 kW a 1800 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 14 y 40 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se varió la velocidad y un tercer caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 1

1	Transportadores de Rastrillos # 1 (inclinado 25,34 grados)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	22	22	22
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1800	1800	1800
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	14	12	14
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	40	40	40
8	Relación de transmisión total	90,00	105,00	90,00
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	20,00	17,14	20,00
10	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,81	0,69	0,81
13	Largo del rastrillo (m)	1,45	1,45	1,45
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	ángulo máximo de inclinación (grados)	25,34	25,34	25,34
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,8	0,8	0,8
17	Factor de llenado	0,85	0,85	0,85
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	69,06	59,20	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	57,47	57,47	0
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,83	0,97	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	24	24	24
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	25,34	25,34	25,34
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	24	24	24
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	25,34	25,34	25,34
27	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
28	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
29	Peso lineal de la carga (N/m)	193,18	225,38	0,00
30	Peso promedio de un rastrillo (N)	70	70	70
31	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
32	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	77	77	77
33	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	545,64	545,64	545,64
34	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	684,6	684,6	684,6
35	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-5250,36	-5250,36	-5250,36
36	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	14255,70	15162,58	8814,42
37	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1	1,1

38	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
39	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
40	Tensión en el punto 1 (N)	8250,36	8250,36	8250,36
41	Tensión en el punto 3 (N)	3300,00	3300,00	3300,00
42	Tensión en el punto 4 (N)	17555,70	18462,58	12114,42
43	Bloque de potencia			
44	Tiraje efectivo (N)	9305,34	10212,22	3864,06
45	Factor de sobrecarga	2	2	2
46	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
47	Potencia necesaria (kW)	17,75	16,70	7,37
48	Índice de consumo (kW-h/t)	0,31	0,29	#DIV/0!
49	Cálculos de comprobación			
50	a) En funcionamiento			
51	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,33	0,24	0,33
52	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
53	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5	1,5
54	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	3828	2845	3560
55	Tensión teórica (N)	21383	21307	15674
56	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
57	Tensión de cálculo (N)	12830	12784	9404
58	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
59	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	128300	127845	94045
60	Tensión de rotura de la cadena KN	362970	362970	362970
61	¿Es B60 mayor que B59?	Si	Si	Si
62	b) En el arranque:			
63	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
64	Tensión de impulso (N)	59975	69971	59975
65	Tensión dinámica (N)	50670	59759	56111
66	Tens. max. din. (N)	43232	48640	43071
67	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	8,40	7,46	8,43
68	¿Es B87 mayor que 1,5?	Si	Si	Si
69	c) Al desgaste			
70	Bh en (mm)	29,5	29,5	29,5
71	S en (mm)	9,5	9,5	9,5
72	d en (mm)	22,23	22,23	22,23
73	Área de desgaste (mm cuadr)	1078,16	1078,16	1078,16
74	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
75	Tens. teor. desg. (N)	19469	19885	13894
76	Tens. de calc. desg. (N)	11682	11931	8337
77	Presión de trabajo, en Mpa	10,8	11,1	7,7
78	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
79	¿Es B98 mayor que B97?	si	si	si
80	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
81	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,81 m/s, la cual se considera bastante elevada para este tipo de conductor. La capacidad potencial es de 69 t/h de bagazo lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor muy correcto como de un 83%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 17,75 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,31 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas resisten a los tres análisis realizados.

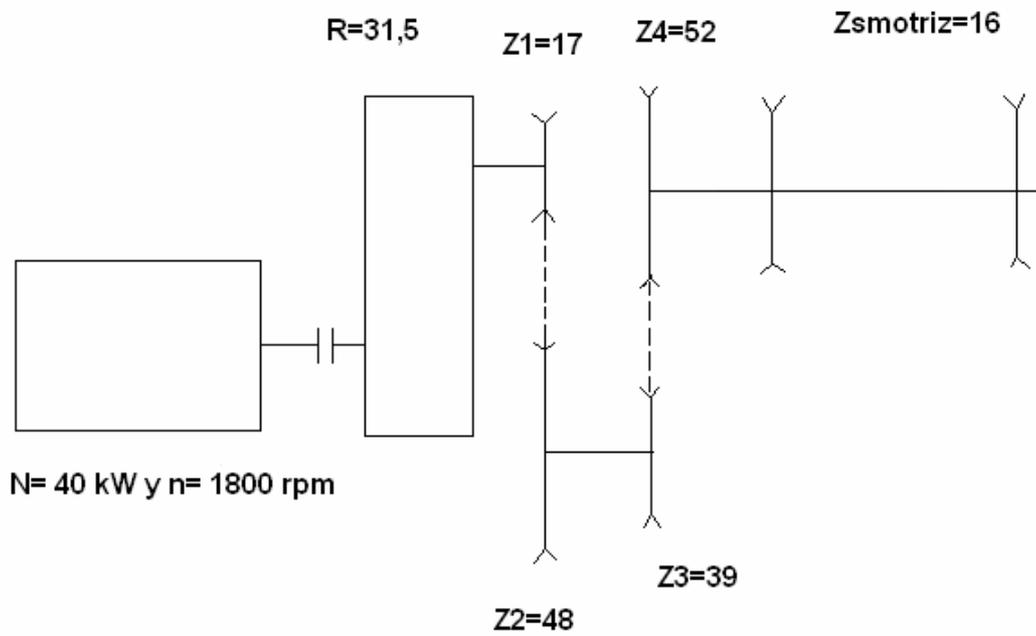
En un segundo caso se varió la velocidad lineal del equipo ya que esta era muy alta y podría ser la causa de varios problemas, por lo que se disminuyó el número de dientes del sprocket motriz hasta 12 dientes, logrando una velocidad de 0,69 m/s que es más aceptable. La capacidad potencial fue de 59,2 t/h por lo que el CUT tomo un valor igual a un 97%. La potencia demandada por el mismo fue de 16,7 kW con un IC de 0,29 kW-h/t de bagazo. Y por ultimo sus cadenas no presentaron algún tipo de problemas.

En un tercer caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 7,37 kW, por todo lo anteriormente dicho se afirma que el motor instalado esta correcto.

### **Conductor de bagazo # 2 de la Empresa Azucarera Héctor Rodríguez.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 57,47 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 70 m de longitud horizontal. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 40 kW a 1800 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 17 y 48 dientes respectivamente y otra transmisión por cadenas de 39 y 52 dientes. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron dos casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 2

1	Transportadores de Rastrillos # 2 (horizontal)	Caso 1	Caso 2
2	Potencia del motor (Kw)	40	40
3	Bloque de capacidad		
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1800	1800
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	17	17
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	48	48
8	Número de dientes del sproket motriz (segundo paso)	39	39
9	Número de dientes del sproket conducido (segundo paso)	52	52
10	Relación de transmisión total	118,59	118,59
11	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	15,18	15,18
12	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16
13	Paso de la cadena (mm)	152	152
14	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,62	0,62
15	Largo del rastrillo (m)	1,20	1,20
16	Ancho del rastrillo (m)	0,20	0,20
17	angulo máximo de inclinación (grados)	0	0
18	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	1	1
19	Factor de llenado	0,85	0,85
20	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16
21	Capacidad potencial de transportación (t/h)	72,29	0
22	Capacidad máxima a transportar (t/h)	57,47	57,47
23	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,79	0
24	Bloque de tensiones		
25	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	70	70
26	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	0	0
27	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	70	70
28	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0
29	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75
30	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12
31	Peso lineal de la carga (N/m)	254,54	0
32	Peso promedio de un rastrillo (N)	70	70
33	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912
34	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	77	77
35	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	545,64	545,64
36	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	684,6	684,6
37	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	5750,92	5750,92

38	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	20450,89	5750,92
39	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1
40	Tensión mínima en N	8000	8000
41	Tensión en el punto 2 (N)	8000	8000
42	Tensión en el punto 1 (N)	2249,08	2249,08
43	Tensión en el punto 3 (N)	8800,00	8800,00
44	Tensión en el punto 4 (N)	29250,89	14550,92
45	Bloque de potencia		
46	Tiraje efectivo (N)	27001,82	12301,85
47	Factor de sobrecarga	2	2
48	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85
49	Potencia necesaria (kW)	39,09	17,81
50	Índice de consumo (kW-h/t)	0,68	0,31
51	Cálculos de comprobación		
52	a) En funcionamiento		
53	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,19	0,19
54	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4
55	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5
56	Ten. dinámica, por efecto de cuerda, en N	2254	2050
57	Tensión teórica (N)	31504	16601
58	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6
59	Tensión de cálculo (N)	18903	9961
60	Factor de seg. de la cadena	10	10
61	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	189027	99607
62	Tensión de rotura de la cadena KN	362970	362970
63	¿Es B60 mayor que B59?	Sí	Sí
64	b) En el arranque:		
65	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3
66	Tensión de impulso (N)	143684	143684
67	Tensión dinámica (N)	116682	131382
68	Tens. max. din. (N)	88912	88790
69	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	4,08	4,09
70	¿Es B69 mayor que 1,5?	Sí	Sí
71	c) Al desgaste		
72	Bh en (mm)	29,5	29,5
73	S en (mm)	9,5	9,5
74	d en (mm)	22,23	22,23
75	Área de desgaste (mm cuadr)	1078,16	1078,16
76	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5
77	Tens. teor. desgas. (N)	30378	15576
78	Tens. de calc. desgas. (N)	18227	9346
79	Presión de trabajo, en Mpa	16,9	8,7
80	Presión admisible STT, en MPa	18	18
81	¿Es B98 mayor que B97?	si	si
82	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación
83	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25

Resultados de los escenarios:

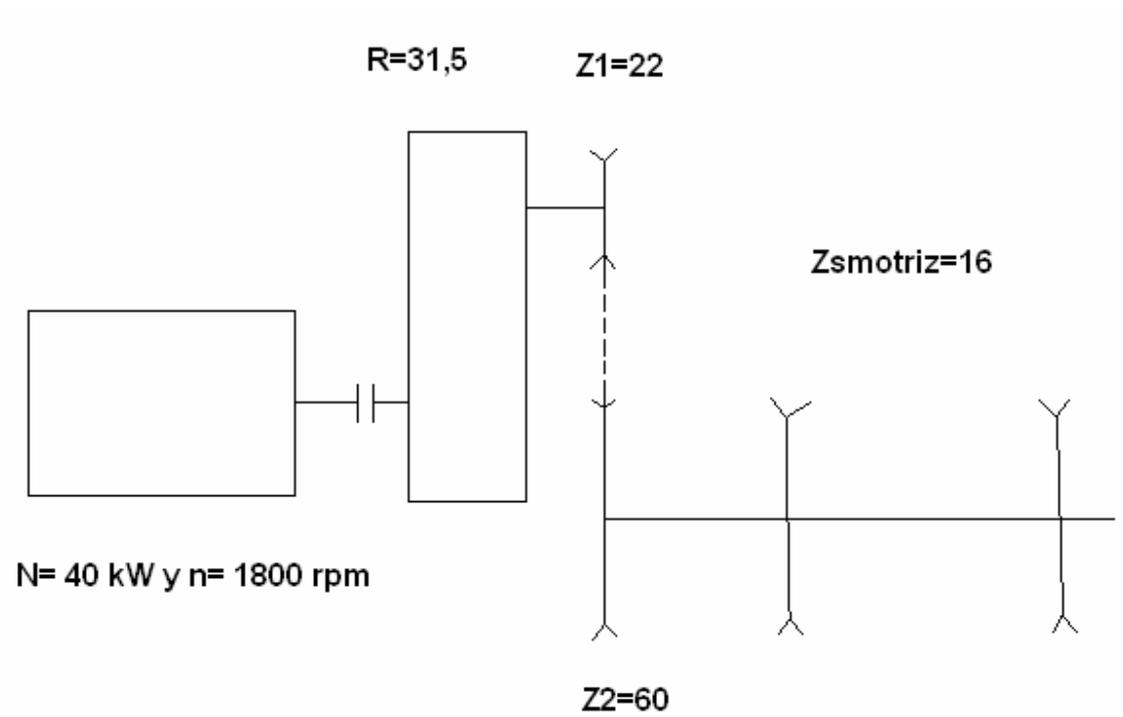
En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,662 m/s, la cual se considera correcta para este tipo de conductor. La capacidad potencial es de 72,29 t/h de bagazo lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor correcto como de un 79%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 39 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,68 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas resisten a los tres análisis realizados.

En un segundo caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 17,81 kW, por todo lo anteriormente dicho se afirma que el motor instalado esta correcto.

### **Conductor de bagazo # 3 de la Empresa Azucarera Héctor Rodríguez.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 57,47 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 30 m de longitud horizontal y otro tramo de 21 m con inclinación de 45 grados. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 40 kW a 1800 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 22 y 60 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se varia la velocidad, y el tercer caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 3

1	Transportadores de Rastrillos # 3 (inclinado 45 grados y tramo horizontal)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	40	40	40
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1800	1800	1800
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	22	22	22
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	60	72	60
8	Relación de transmisión total	85,91	103,09	85,91
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	20,95	17,46	20,95
10	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,85	0,71	0,85
13	Largo del rastrillo (m)	1,40	1,40	1,40
14	Ancho del rastrillo (m)	0,20	0,20	0,20
15	angulo máximo de inclinación (grados)	45	45	45
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,6	0,6	0,6
17	Factor de llenado	0,85	0,85	0,85
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	69,85	58,21	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	57,47	57,47	0
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,82	0,99	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	21,7	21,7	21,7
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	45	45	45
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	30	30	30
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0	0
27	Distancia entre los tramos 5-6 (m)	30	30	30
28	Inclinación del tramo 5-6 (grados)	0	0	0
29	Distancia del tramo 7-8 (m)	21,7	21,7	21,7
30	Inclinación del tramo 7-8 (grados)	45	45	45
31	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
32	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
33	Peso lineal de la carga (N/m)	184,40	221,28	0,00
34	Peso promedio de un rastrillo (N)	70	70	70
35	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
36	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	77	77	77
37	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	545,64	545,64	545,64

38	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	684,6	684,6	684,6
39	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-9239,86	-9239,86	-9239,86
40	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	2464,68	2464,68	2464,68
41	Incremento de la resistencia entre los puntos 5 y 6 (N)	7028,59	7941,38	2464,68
42	Incremento de la resistencia entre los puntos 7 y 8 (N)	16925,71	17958,43	11762,11
43	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,05	1,05	1,05
44	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 4 y 5	1,1	1,1	1,1
45	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 6 y 7	1,05	1,05	1,05
46	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
47	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
48	Tensión en el punto 1 (N)	12239,86	12239,86	12239,86
49	Tensión en el punto 3 (N)	3150	3150	3150
50	Tensión en el punto 4 (N)	5614,68	5614,68	5614,68
51	Tensión en el punto 5 (N)	6176,15	6176,15	6176,15
52	Tensión en el punto 6 (N)	13204,74	14117,53	8640,83
53	Tensión en el punto 7 (N)	13864,98	14823,40	9072,87
54	Tensión en el punto 8 (N)	30790,69	32781,84	20834,98
55	Bloque de potencia			
56	Tiraje efectivo (N)	18550,83	20541,97	8595,12
57	Factor de sobrecarga	2	2	2
58	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
59	Potencia necesaria (kW)	37,07	34,21	17,18
60	Índice de consumo (kW-h/t)	0,65	0,60	#¡DIV/0!
61	Cálculos de comprobación			
62	a) En funcionamiento			
63	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,37	0,25	0,37
64	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
65	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5	1,5
66	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	4187	2947	3907
67	Tensión teórica (N)	9802	8562	9521
68	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
69	Tensión de cálculo (N)	5881	5137	5713
70	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
71	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	58812	51369	57129
72	Tensión de rotura de la cadena KN	362970	362970	362970
73	¿Es B60 mayor que B59?	Sí	Sí	Sí

74	b) En el arranque:			
75	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
76	Tensión de impulso (N)	104089	124907	104089
77	Tensión dinámica (N)	85539	104365	95494
78	Tens. max. din. (N)	57204	67756	63009
79	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	6,35	5,36	5,76
80	¿Es B87 mayor que 1,5?	si	si	si
81	c) Al desgaste			
82	Bh en (mm)	29,5	29,5	29,5
83	S en (mm)	9,5	9,5	9,5
84	d en (mm)	22,23	22,23	22,23
85	Area de desgaste (mm cuad)	1078,16	1078,16	1078,16
86	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
87	Tens. teor. desg. (N)	7708	7088	7568
88	Tens. de calc. desg. (N)	4625	4253	4541
89	Presión de trabajo, en Mpa	4,3	3,9	4,2
90	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
91	¿Es B98 mayor que B97?	si	si	si
92	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
93	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

#### Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,85 m/s, la cual se considera bastante elevada para este tipo de conductor. La capacidad potencial es de 69,85 t/h de bagazo lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor correcto como de un 82%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 37 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,65 kW-h/ ton de bagazo. Y las cadenas resisten a los tres análisis realizados.

En un segundo caso se varió la velocidad lineal del equipo ya que esta era muy alta y podría ser la causa de varios problemas, por lo que se aumentó el número de dientes del sprocket conducido hasta 72 dientes, logrando una velocidad de 0,71 m/s que es más aceptable que la anterior aunque sigue siendo alta. La capacidad potencial fue de 58,21 t/h por lo que el CUT tomo un valor igual a un 99%. La potencia demandada por el mismo fue de 34,21 kW con un IC de 0,60 kW-h/t de bagazo. Y por ultimo sus cadenas no presentaron algún tipo de problemas.

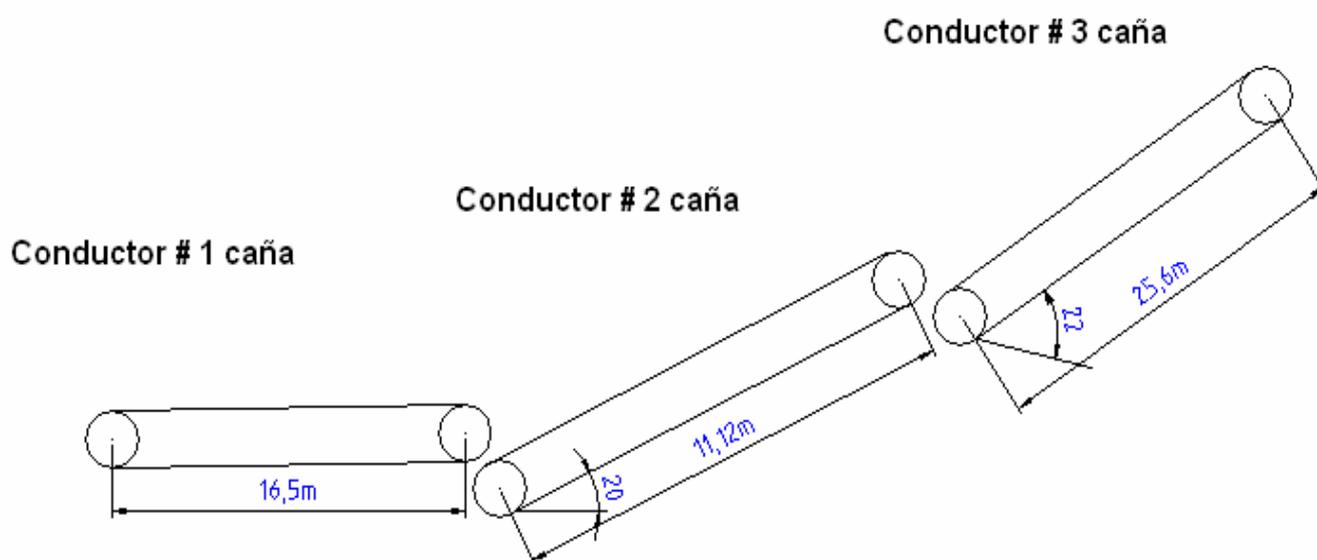
En un tercer caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de

17,18 kW, por todo lo anteriormente dicho se afirma que el motor instalado esta correcto.

### **E A José Maria Pérez**

Esta empresa se encuentra ubicada en el municipio de Camajuaní de la provincia de Villa Clara es uno de los ingenios de mediana capacidad de molienda en la actualidad, el cual procesa aproximadamente 330 000 @/día o sea 158,05 t/h de caña.

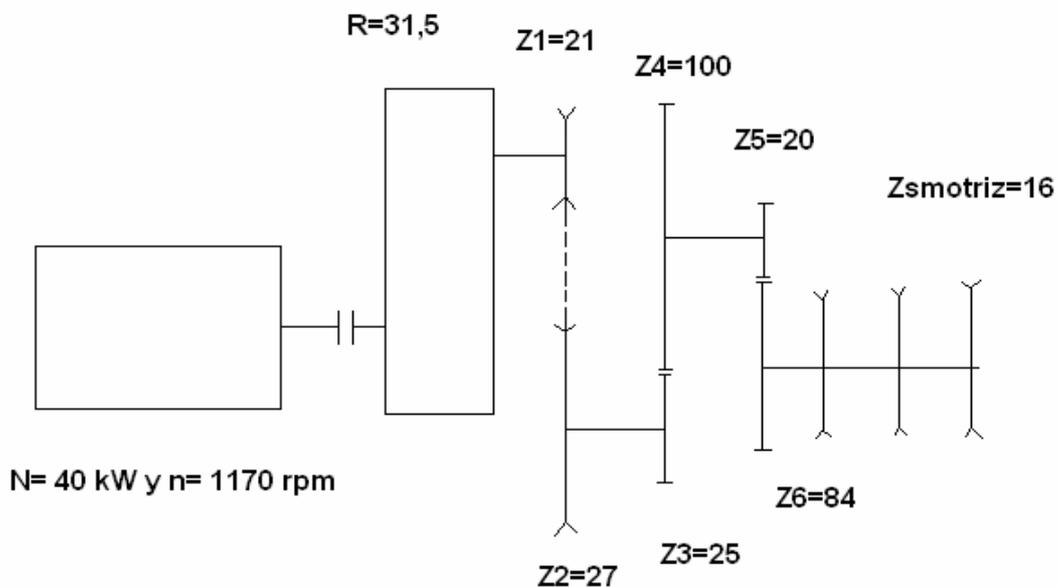
Para el sistema de transportación de caña el esquema según su traza es el siguiente.



**Transportador de caña # 1 de la Empresa Azucarera José Maria Pérez.**

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 158 t/h de caña. Posee una con un solo tramo y horizontal de 16,5 m de longitud. El ancho del entablillado es de 2,6 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 1170 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 21 y 27 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 25 y 100, y un tercer y ultimo paso de engranes igual que el anterior de 20 y 84 dientes. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 1

Para un transportador de tablillas horizontal de una sola traza			
Entrada de datos			
# de transportador	Caso #1	Caso #2	Caso #3
Ancho del entablillado (m)	2,6	2,6	2,6
Altura de la guardera (m)	2,5	2,5	2,5
Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7
Potencia del motor en kW	40	15	40
Factor de arranque	2	2	2
Velocidad angular (rpm) del motor	1170	1170	1170
Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1) (engrane 1)	25	20	25
Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	100	100	100
Num de dientes del piñon (Z1) (engrane 2)	20	20	20
Num de dientes de la catalina (Z2)	84	86	84
Num de dientes del sprokets (Z1) (cadena)	21	21	21
Num de dientes del sprokets (Z2)	27	27	27
Relac. De trasm. del reductor	31,5	31,5	31,5
Relac. total de transmisión	680,4	870,75	680,4
Velocidad angular (rpm) Sprocket	1,72	1,34	1,72
Número de dientes sprock. Principal	16	16	16
Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152
Velocidad lineal del transportador	0,07	0,05	0,07
Material	caña	caña	caña
Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2
Angulo de talud est. en grados	10	10	10
Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4
Coefficiente dism. capac. por inclin.	1	1	1
Capacidad			
Capacidad potencial (ton/hora)	234,27	183,06	0
Capacidad potencial en @/día	489152	382221	0
CUT	0,67	0,86	0
Veloc. Nec. Para 330 000 @/día			
Capac. ton/hor	158,05	158,05	158,05
Veloc. Nec. Para esta capac (m/s)	0,05	0,05	0,05
Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,05	0,05	0,05
Para variar Z del sproc. Conducido	148,23	115,82	148,23
Valor entero de Z2	190	128	190
Relac. De transm. total para el nuevo Z2	1005,48	866,88	1005,48
Nueva veloc. ang. Del sprock. principal	1,16	1,35	1,16

39	Nueva veloc. Lineal	0,05	0,05	0,05
40	Factor de llenado real	0,70	0,70	0,70
41	Tensiones:			
42	Pesos lineales:			
43	Peso del entablillado (N/m)	1900	1900	1900
44	Peso del material (N/m)	9159	9159	0
45	Resist. por fric. Con las guard. N/m	2403	2403	2403
46	Longitud del transportador (m)	16,56	16,56	16,56
47	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
48	Inc. de tens. rama inf. 1-2 (N)	7866	7866	7866
49	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
50	Inc. de tens. rama sup. 3-4 (N)	61778	61778	43577
51	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
52	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
53	Tensión en el punto 2 (N)	10866	10866	10866
54	Tensión en el punto 3 (N)	11952,6	11952,6	11952,6
55	Tensión en el punto 4 (N)	73730	73730	55529
56	Tiraje efectivo (N)	70730	70730	52529
57	Factor de sobrecarga	2	2	2
58	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
59	Potencia del motor en kW	11,60	9,06	8,61
60	Índice de consumo	0,07	0,06	0,05
61	Cálculos de comp. de la cadena			
62	a) en funcionamiento			
63	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
64	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,001	0,002	0,001
65	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	69	92	16
66	Tensión teórica (N)	73799	73822	55546
67	Factor ki por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
68	Fuerza de cálculo	29519	29529	22218
69	Tensión de rotura	470880	470880	470880
70	Factor de seguridad	7	7	7
71	Tensión de comparación en func.	206636	206703	155528
72	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI

72	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI
73	b)Comprobación en el arranque			
74	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
75	Tensión de impulso (N)	1268289	608666	1268289
76	Tensión dinámica en el arranque (N)	1197559	537936	1215760
77	Tensión din. máx. Arranque (N)	508543	244703	508522
78	Valor total de la comprobación	762814,86	367054,82	762783,46
79	Condición de resistencia (SI o NO)	Sí	Sí	Sí
80	c) Comprobación al desgaste			
81	Tensión teórica para el desgaste (N)	73764	73776	55538
82	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	29506	29511	22215
83	Longitud del rodillo (B, mm)	28,6	28,6	28,6
84	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
85	Diámetro del pasador (mm)	22,6	22,6	22,6
86	Área de desgaste del pasador mm cuadrados	1098,36	1098,36	1098,36
87	Presión sobre el pasador (MPa)	27	27	20
88	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
89	Condición de resistencia	si	si	si

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,07 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores como correcta. La capacidad potencial de transportación es de 234 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 67%. La potencia que se demanda es de 11,6 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,07 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los análisis (en funcionamiento, en arranque pero al desgaste se requiere dar cementación a los pasadores).

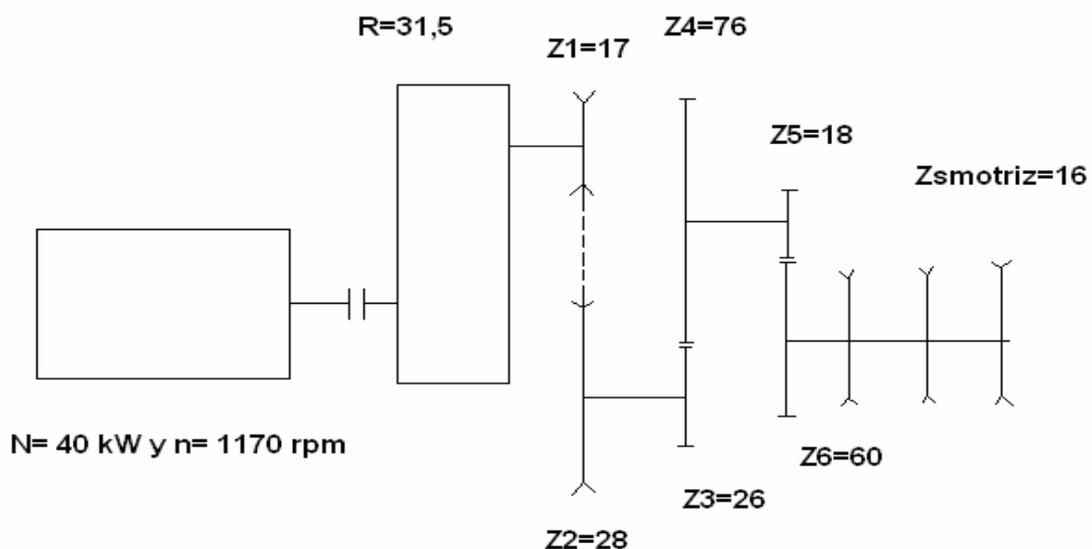
En el segundo caso se disminuyó el número de dientes del piñón del primer paso de 25 a 20 dientes y se aumentó así mismo la catalina del segundo paso de 84 a 86, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,07 a 0,05 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 183 t/h proporcionando un valor del CUT de un 86% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado. La potencia demandada por el sistema es de 9 kW con un índice de consumo de 0,06 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas presentan la misma situación anteriormente dicha.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 8,61 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 15 kW que resulta un poco menos de la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya.

## Transportador de caña # 2 de la Empresa Azucarera José María Pérez.

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 158 t/h de caña. Posee una traza con un solo tramo de 11,12 m de longitud e inclinado 20 grados. El ancho del entablillado es de 2,6 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 1170 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 17 y 28 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 26 y 76, y un tercer y último paso de engranes igual que el anterior de 18 y 60 dientes. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 2

Para un transportador de tabillas inclinado 20 grados de una sola traza				
Entrada de datos				
# de transportador	Caso #1	Caso #2	Caso #3	
Ancho del entablillado (m)	2,6	2,6	2,6	
Altura de la guardera (m)	2	2	2	
Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7	
Potencia del motor en kW	40	10	40	
Factor de arranque	2	2	2	
Velocidad angular (rpm) del motor	1170	1170	1170	
Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1) (engrane 1)	26	26	26	
Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	76	76	76	
Num de dientes del piñon (Z1) (engrane 2)	18	18	18	
Num de dientes de la catalina (Z2)	60	80	60	
Num de dientes del sprokets (Z1) (cadena)	17	17	17	
Num de dientes del sprokets (Z2)	28	28	28	
Relac. De trasnm. del reductor	31,5	31,5	31,5	
Relac. total de transmisión	505,52	674,03	505,52	
Velocidad angular (rpm) Sprocket	2,31	1,74	2,31	
Número de dientes sprock. Principal	16	16	16	
Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152	
Velocidad lineal del transportador	0,09	0,07	0,09	
Material	caña	caña	caña	
Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2	
Angulo de talud est. en grados	10	10	10	
Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4	
Coefficiente dism. capac. por inclin.	0,9	0,9	0,9	
Capacidad				
Capacidad potencial (ton/hora)	253,05	189,79	0	
Capacidad potencial en @/día	528362	396272	0	
CUT	0,62	0,83	0	
Veloc. Nec. Para 330 000 @/día				
Capac. ton/hor	158,05	158,05	158,05	
Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,06	0,06	0,06	
Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,05	0,05	0,05	
Para variar Z del sproc. Conducido	121,68	91,26	121,68	
Valor entero de Z2	121	91	121	
Relac. De transm. total para el nuevo Z2	488,65	490,00	488,65	
Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	2,39	2,39	2,39	

39	Nueva veloc. Lineal	0,10	0,10	0,10
40	Factor de llenado real	0,70	0,70	0,70
41	Tensiones:			
42	Pesos lineales:			
43	Peso del entablillado (N/m)	1900	1900	1900
44	Peso del material (N/m)	7350	7350	0
45	Resist. por fric. Con las guard. N/m	1538	1538	1538
46	Longitud del transportador (m)	11,12	11,12	11,12
47	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
48	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	4963,78	5282	4963,78
49	Fact. de resist.al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
50	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	17447	29449	8230
51	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
52	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
53	Tensión en el punto 2 (N)	7963,78	8282	7963,78
54	Tensión en el punto 3 (N)	8760,15	9110,2	8760,15
55	Tensión en el punto 4 (N)	26208	38559	16990
56	Tiraje efectivo (N)	23208	35559	13990
57	Factor de sobrecarga	2	2	2
58	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
59	Potencia del motor en kW	5,12	5,89	3,09
60	Indice de consumo	0,03	0,04	0,02
61	Cálculos de comp. de la cadena			
62	a) en funcionamiento			
63	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
64	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,005	0,005	0,005
65	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	166	165	46
66	Tensión teórica (N)	26373	38724	17036
67	Factor ki por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
68	Fuerza de cálculo	10549	15489	6815
69	Tensión de rotura	470880	470880	470880
70	Factor de seguridad	7	7	7
71	Tensión de comparación en func.	73845	108426	47702
72	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI

73	b)Comprobación en el arranque			
74	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
75	Tensión de impulso (N)	942308	314103	942308
76	Tensión dinámica en el arranque (N)	919100	278544	928318
77	Tensión din. máx. Arranque (N)	378189	126907	378142
78	Valor total de la comprobación	567284,06	190360,43	567212,40
79	Condición de resistencia (SI o NO)	Si	Si	Si
80	c) Comprobación al desgaste			
81	Tensión teórica para el desgaste (N)	26290	38641	17013
82	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	10516	15456	6805
83	Longitud del rodillo (B, mm)	28,6	28,6	28,6
84	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
85	Diámetro del pasador (mm)	22,6	22,6	22,6
86	Area de desgaste del pasador mm cuadrados	1098,36	1098,36	1098,36
87	Presión sobre el pasador (MPa)	10	14	6
88	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
89	Condición de resistencia	si	si	si

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,09 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores como correcta. La capacidad potencial de transportación es de 253 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 62%. La potencia que se demanda es de 5,12 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,03 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los análisis de resistencias.

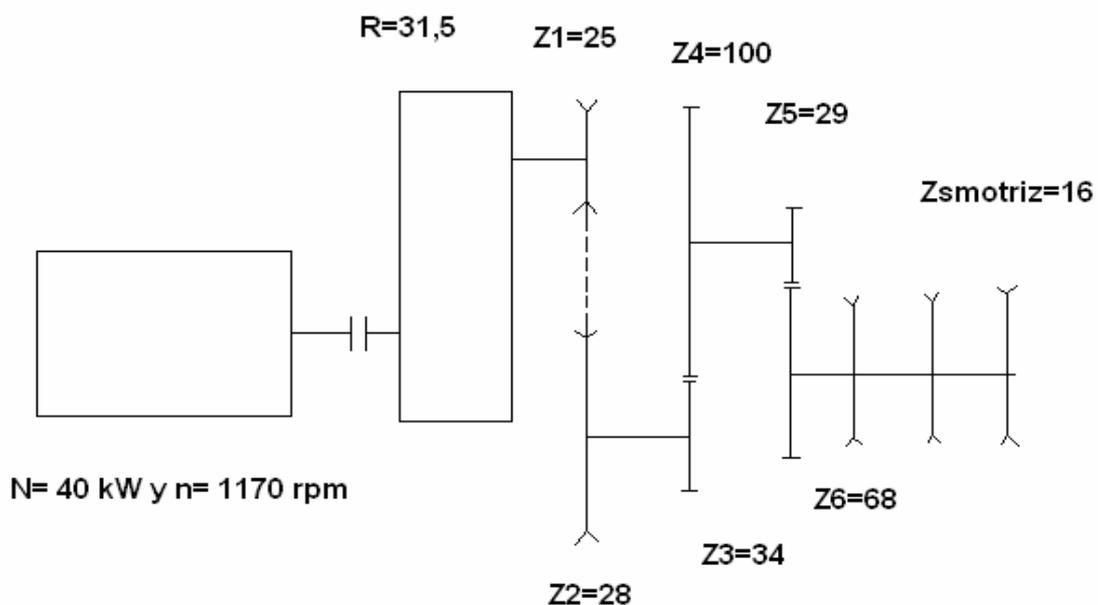
En el segundo caso se aumentó el número de dientes de la catalina del segundo paso de 60 a 80, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,09 a 0,07 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 189,8 t/h proporcionando un valor del CUT de un 83% el cual es un valor correcto dentro de lo recomendado. La potencia demandada por el sistema es de 5,9 kW con un índice de consumo de 0,04 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas presentan la misma situación anteriormente dicha.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 3, kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 10 kW que resulta un poco menos de la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya.

### Transportador de caña # 3 de la Empresa Azucarera José María Pérez.

Este transportador tiene como finalidad la manipulación de 158 t/h de caña. Posee una traza con un solo tramo de 25,6 m de longitud e inclinado 22 grados. El ancho del entablillado es de 2,1 m, la unidad motriz esta compuesta por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede apreciar el motor instalado es de 40 kW y a 1170 rpm. A continuación esta montado en reductor con relación de transmisión de 31,5 y seguida de una transmisión por cadenas con sprocket de 25 y 28 respectivamente y un segundo paso de reducción compuesto por una transmisión abierta de engranes de 34 y 100, y un tercer y último paso de engranes igual que el anterior de 29 y 68 dientes. La cadena principal esta compuesta por tres hileras de cadenas con paso (tc) de 152 mm movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres escenarios, uno con la situación actual, el segundo donde se ha variado la velocidad lineal a través de una variación en el número de dientes en el sprocket conducido y en un tercer escenario con el equipo trabajando en vacío para considerar el consumo de energía en esta situación.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de caña # 3

Para un transportador de tablillas inclinado 22 grados de una sola traza				
Entrada de datos				
# de transportador	Caso #1	Caso #2	Caso #3	
Ancho del entablillado (m)	2,1	2,1	2,1	
Altura de la guardera (m)	1	1	1	
Factor de llenado asumido	0,7	0,7	0,7	
Potencia del motor en kW	40	15	40	
Factor de arranque	2	2	2	
Velocidad angular (rpm) del motor	1170	1170	1170	
Núm. de dientes Sproc. Motriz (Z1) (engrane 1)	34	34	34	
Núm. de dent. Sproc. Conducido (Z2)	100	100	100	
Num de dientes del piñon (Z1) (engrane 2)	29	29	29	
Num de dientes de la catalina (Z2)	68	80	68	
Num de dientes del sprokets (Z1) (cadena)	25	25	25	
Num de dientes del sprokets (Z2)	28	28	28	
Relac. De trasnm. del reductor	31,5	31,5	31,5	
Relac. total de transmisión	243,31	286,25	243,31	
Velocidad angular (rpm) Sprocket	4,81	4,09	4,81	
Número de dientes sprock. Principal	16	16	16	
Paso de la cadena principal (mm)	152	152	152	
Velocidad lineal del transportador	0,19	0,17	0,19	
Material	caña	caña	caña	
Densidad del mat.(ton/met.cúbico)	0,2	0,2	0,2	
Angulo de talud est. en grados	10	10	10	
Coefficiente de fricción con el acero	0,4	0,4	0,4	
Coefficiente dism. capac. por inclin.	0,85	0,85	0,85	
Capacidad				
Capacidad potencial (ton/hora)	215,49	183,17	0	
Capacidad potencial en @/día	449945	382453	0	
CUT	0,73	0,86	0	
Veloc. Nec. Para 330 000 @/día				
Capac. ton/hor	158,05	158,05	158,05	
Veloc. Nec. Para esta capac.(m/s)	0,14	0,14	0,14	
Veloc. Real que se coloca en el transportador	0,05	0,05	0,05	
Para variar Z del sproc. Conducido	136,35	115,89	136,35	
Valor entero de Z2	121	91	121	
Relac. De transm. total para el nuevo Z2	262,86	232,58	262,86	
Nueva veloc.ang. Del sprock. principal	4,45	5,03	4,45	

39	Nueva veloc. Lineal	0,18	0,20	0,18
40	Factor de llenado real	0,70	0,70	0,70
41	Tensiones:			
42	Pesos lineales:			
43	Peso del entablillado (N/m)	1860	1860	1860
44	Peso del material (N/m)	3013	3013	0
45	Resist. por fric. Con las guard. N/m	385	385	385
46	Longitud del transportador (m)	25,67	25,67	25,67
47	Fac. de resist. al mov. rama inferior	0,25	0,25	0,25
48	Increment. de tens. rama inf. 1-2 (N)	11068,25	11068,25	11068,25
49	Fact. de resist. al mov. rama superior	0,12	0,12	0,12
50	Increment. de tens. rama sup. 3-4 (N)	17614	17614	9009
51	Inc. de tens. al paso por los aprockets	1,1	1,1	1,1
52	Tensión en el punto 1 (N). Asumida.	3000	3000	3000
53	Tensión en el punto 2 (N)	14068,25	14068,25	14068,25
54	Tensión en el punto 3 (N)	15475,07	15475,07	15475,07
55	Tensión en el punto 4 (N)	33089	33089	24484
56	Tiraje efectivo (N)	30089	30089	21484
57	Factor de sobrecarga	2	2	2
58	Eficiencia de la transmisión	0,85	0,85	0,85
59	Potencia del motor en kW	13,80	11,73	9,85
60	Indice de consumo	0,09	0,07	0,06
61	Cálculos de comp. de la cadena			
62	a) en funcionamiento			
63	Factor por longitud del transport. (k)	1,5	1,5	1,5
64	Aceleración max. De la cad. (m/s <sup>2</sup> )	0,017	0,021	0,017
65	Tensión dinámica efecto de cuerda (N)	752	961	362
66	Tensión teórica (N)	33841	34050	24846
67	Factor k <sub>i</sub> por el número de cadenas	0,4	0,4	0,4
68	Fuerza de cálculo	13537	13620	9938
69	Tensión de rotura	470880	470880	470880
70	Factor de seguridad	7	7	7
71	Tensión de comparación en func.	94756	95340	69568
72	Condición de resistencia (SI o NO)	SI	SI	SI

73	b)Comprobación en el arranque			
74	Valor de km (acopl. Flexible)	1,3	1,3	1,3
75	Tensión de impulso (N)	453539	200091	453539
76	Tensión dinámica en el arranque (N)	423450	170002	432055
77	Tensión din. máx. Arranque (N)	182916	81621	182760
78	Valor total de la comprobación	274374,69	122430,91	274140,39
79	Condición de resistencia (SI o NO)	Si	Si	Si
80	c) Comprobación al desgaste			
81	Tensión teórica para el desgaste (N)	33465	33570	24665
82	Tensión de cálculo para el desgaste (N)	13386	13428	9866
83	Longitud del rodillo (B, mm)	28,6	28,6	28,6
84	Espesor de las planch. laterales (mm)	10	10	10
85	Diámetro del pasador (mm)	22,6	22,6	22,6
86	Area de desgaste del pasador mm cuadrados	1098,36	1098,36	1098,36
87	Presión sobre el pasador (MPa)	12	12	9
88	Tensión admisible (sin TT) (Mpa)	18	18	18
89	Condición de resistencia	si	si	si

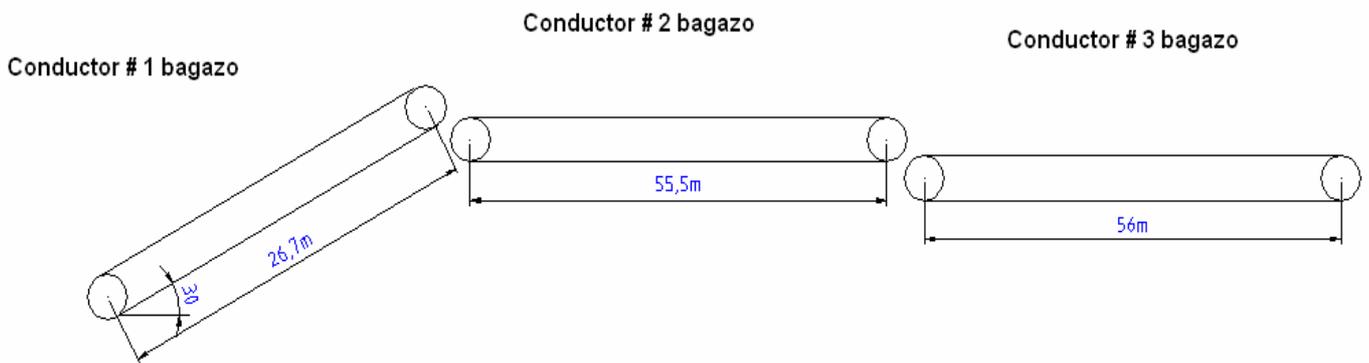
Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,19 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores como correcta. La capacidad potencial de transportación es de 215,5 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de solamente de un 73%. La potencia que se demanda es de 13,8 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,09 kW-h/ ton de caña. Las cadenas resisten bien los análisis de resistencias.

En el segundo caso se aumentó el número de dientes de la catalina del segundo paso de 68 a 80, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,19 a 0,17 m/s. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 183,17 t/h proporcionando un valor del CUT de un 86% el cual es un valor correcto dentro de lo recomendado. La potencia demandada por el sistema es de 11,73 kW con un índice de consumo de 0,07 kW-h/ ton de caña. Sus cadenas presentan la misma situación anteriormente dicha.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 9,85 kW se puede recomendar el cambio de motor por uno de hasta 15 kW que resulta un poco menos de la mitad de la potencia instalada actualmente para así evitar una caída en el factor de potencia de este motor y que el consumo disminuya.

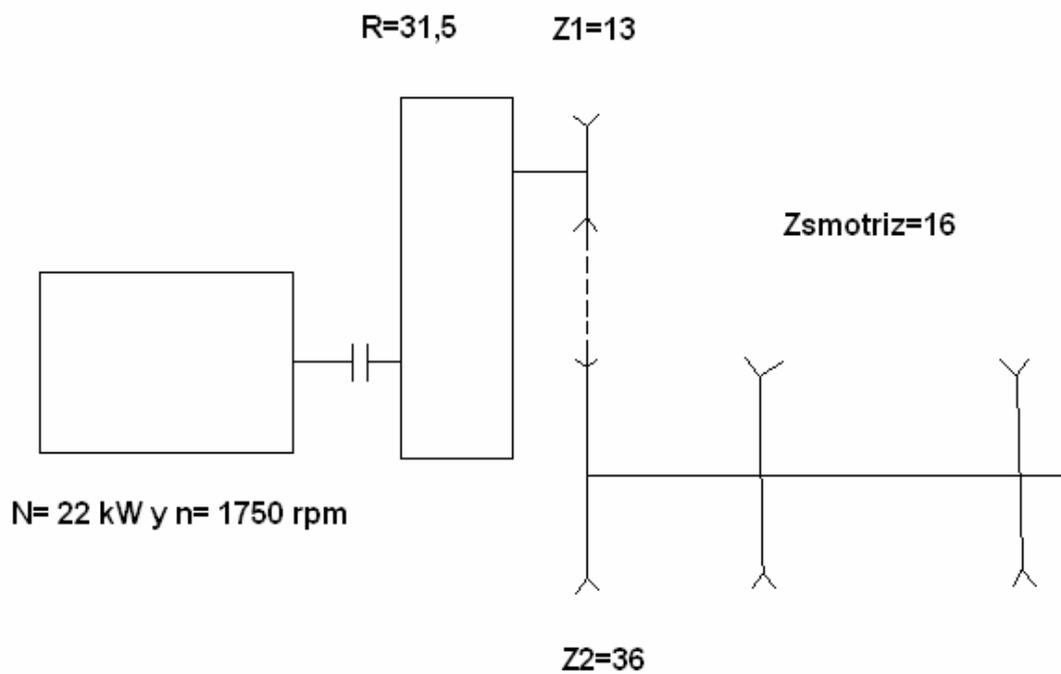
Para el sistema de transportación de bagazo el esquema según su traza es el siguiente:



### **Conductor de bagazo # 1 de la Empresa Azucarera José Maria Pérez.**

Este conductor tiene la tarea de manipular 47,4 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 26,7 m de longitud con inclinación de 30 grados. El mismo está compuesto por rastrillos de 1,24 m de largo, la unidad motriz está formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 22 kW a 1750 rpm. A continuación está montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 13 y 36 dientes respectivamente. La cadena principal está compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron tres casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo es donde se varía la velocidad, y el tercer caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuánto es el valor de la potencia a consumir.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 1

1	Transportadores de Rastrillos # 1 (inclinado 30 grados)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	22	22	22
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750	1750
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	13	13	13
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	36	42	36
8	Relación de transmisión total	87,23	101,77	87,23
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	20,06	17,20	20,06
10	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,81	0,70	0,81
13	Largo del rastrillo (m)	1,24	1,24	1,24
14	Ancho del rastrillo (m)	0,15	0,15	0,15
15	angulo máximo de inclinación (grados)	30	30	30
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	0,8	0,8	0,8
17	Factor de llenado	0,80	0,80	0,80
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	55,76	47,79	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	47,40	47,40	47,40
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,85	0,99	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	26,7	26,7	26,7
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	30	30	30
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	26,7	26,7	26,7
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	30	30	30
27	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
28	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
29	Peso lineal de la carga (N/m)	158,84	185,32	0
30	Peso promedio de un rastrillo (N)	70	70	70
31	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
32	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	77	77	77
33	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	545	545	545
34	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	683,9	683,9	683,9
35	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	-7232,75	-7232,75	-7232,75
36	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	16178,87	17037,31	11028,21
37	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1	1,1

38	Tensión mínima en N	3000	3000	3000
39	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000	3000
40	Tensión en el punto 1 (N)	10232,75	10232,75	10232,75
41	Tensión en el punto 3 (N)	3300,00	3300,00	3300,00
42	Tensión en el punto 4 (N)	19478,87	20337,31	14328,21
43	Bloque de potencia			
44	Tiraje efectivo (N)	9246,12	10104,56	4095,46
45	Factor de sobrecarga	2	2	2
46	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
47	Potencia necesaria (kW)	17,69	16,57	7,84
48	Indice de consumo (kW-h/t)	0,37	0,35	0,17
49	Cálculos de comprobación			
50	a) En funcionamiento			
51	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,34	0,25	0,34
52	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4	0,4
53	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5	1,5
54	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	3800	2819	3578
55	Tensión teórica (N)	23278	23156	17906
56	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
57	Tensión de cálculo (N)	13967	13894	10744
58	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
59	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	139671	138936	107437
60	Tension de rotura de la cadena KN	362970	362970	362970
61	¿Es B60 mayor que B59?	Sí	Sí	Sí
62	b) En el arranque:			
63	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
64	Tensión de impulso (N)	59791	69756	59791
65	Tensión dinámica (N)	50545	59651	55695
66	Tens. max. din. (N)	44294	49684	44161
67	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	8,19	7,31	8,22
68	¿Es B87 mayor que 1,5?	Sí	Sí	Sí

69	c) Al desgaste			
70	Bh en (mm)	29,5	29,5	29,5
71	S en (mm)	9,5	9,5	9,5
72	d en (mm)	22,23	22,23	22,23
73	Area de desgaste (mm cuad)	1078,155	1078,155	1078,155
74	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
75	Tens. teor. desg. (N)	21379	21747	16117
76	Tens. de calc. desg. (N)	12827	13048	9670
77	Presión de trabajo, en Mpa	11,9	12,1	9,0
78	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
79	¿Es B98 mayor que B97?	si	si	si
80	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
81	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,81 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores muy elevada. La capacidad potencial de transportación es de 55,76 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de un 85%. La potencia que se demanda es de 17,7 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,37 kW-h/ ton de bagazo. Las cadenas resisten bien los análisis de resistencias.

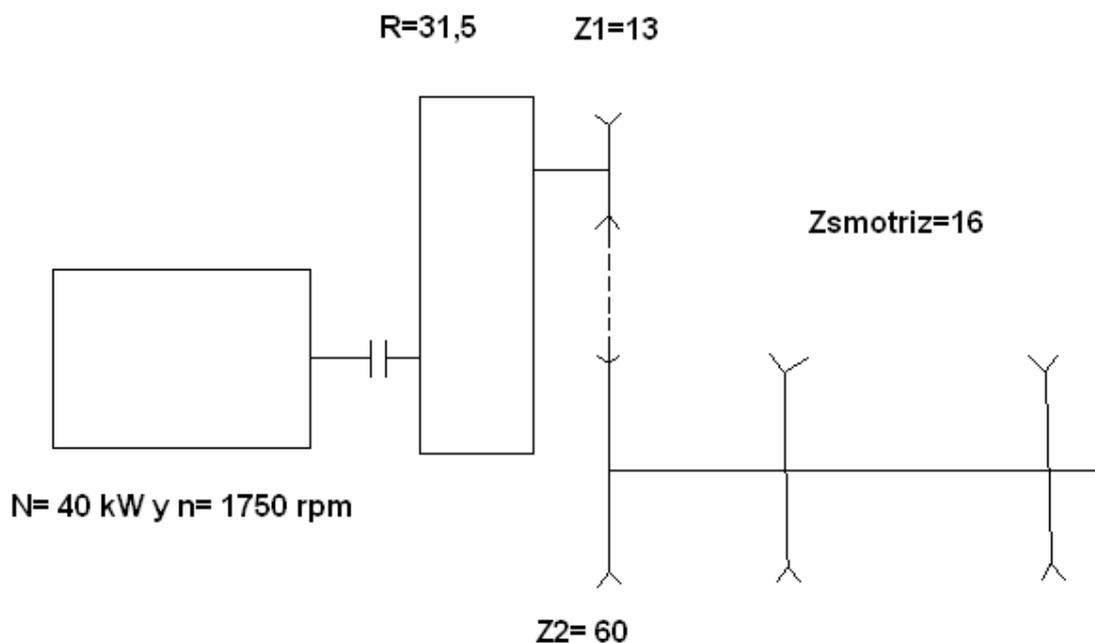
En el segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 36 a 42, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,81 a 0,70 m/s, la cual sigue siendo muy alta pero no se puede disminuir más la capacidad. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 47,8 t/h proporcionando un valor del CUT de un 99% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado. La potencia demandada por el sistema es de 16,57 kW con un índice de consumo de 0,35 kW-h/ ton de bagazo. Sus cadenas presentan la misma situación anteriormente dicha.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 7,84 kW se puede afirmar que el motor instalado es correcto.

## Conductor de bagazo # 2 de la Empresa Azucarera José Maria Pérez.

Este conductor tiene la tarea de manipular 47,4 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 55,5 m de longitud horizontal. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,24 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 40 kW a 1750 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 13 y 60 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron dos casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 2

1	Transportadores de Rastrillos # 2 horizontal	Caso 1	Caso 2
2	Potencia del motor (Kw)	40	40
3	Bloque de capacidad		
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	13	13
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	60	60
8	Relación de transmisión total	145,38	145,38
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	12,04	12,04
10	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16
11	Paso de la cadena (mm)	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,49	0,49
13	Largo del rastrillo (m)	1,24	1,24
14	Ancho del rastrillo (m)	0,20	0,20
15	ángulo máximo de inclinación (grados)	0	0
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	1	1
17	Factor de llenado	0,80	0,80
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	55,76	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	47,40	47,40
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,85	0
22	Bloque de tensiones		
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	55,5	55,5
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	0	0
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	55,5	55,5
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0
27	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75
28	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12
29	Peso lineal de la carga (N/m)	264,74	0
30	Peso promedio de un rastrillo (N)	70	70
31	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912
32	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	77	77
33	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	545	545
34	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	683,9	683,9
35	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	4554,97	4554,97
36	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	16676,57	4554,97
37	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1

38	Tensión mínima en N	3000	3000
39	Tensión en el punto 2 (N)	3000	3000
40	Tensión en el punto 1 (N)	-1554,97	-1554,97
41	Tensión en el punto 3 (N)	3300,00	3300,00
42	Tensión en el punto 4 (N)	19976,57	7854,97
43	Bloque de potencia		
44	Tiraje efectivo (N)	21531,54	9409,95
45	Factor de sobrecarga	2	2
46	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85
47	Potencia necesaria (kW)	24,72	10,80
48	Índice de consumo (kW-h/t)	0,52	0,23
49	Cálculos de comprobación		
50	a) En funcionamiento		
51	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,12	0,12
52	Factor de dism. en la carga	0,4	0,4
53	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5
54	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	1421	1288
55	Tensión teórica (N)	21398	9143
56	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6
57	Tensión de cálculo (N)	12839	5486
58	Factor de seg. de la cadena	10	10
59	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	128386	54858
60	Tensión de rotura de la cadena KN	362970	362970
61	¿Es B60 mayor que B59?	Sí	Sí
62	b) En el arranque:		
63	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3
64	Tensión de impulso (N)	181184	181184
65	Tensión dinámica (N)	159653	171774
66	Tens. max. din. (N)	108630	108550
67	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	3,34	3,34
68	¿Es B67 mayor que 1,5?	Sí	Sí

69	c) Al desgaste		
70	Bh en (mm)	29,5	29,5
71	S en (mm)	9,5	9,5
72	d en (mm)	22,23	22,23
73	Area de desgaste (mm cuad)	1078,16	1078,16
74	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5
75	Tens. teor. desgás. (N)	20687	8499
76	Tens. de calc. desgás. (N)	12412	5099
77	Presión de trabajo, en Mpa	11,5	4,7
78	Presión admisible STT, en MPa	18	18
79	¿Es B78 mayor que B77?	si	si
80	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación
81	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25

Resultados de los diferentes casos o escenarios.

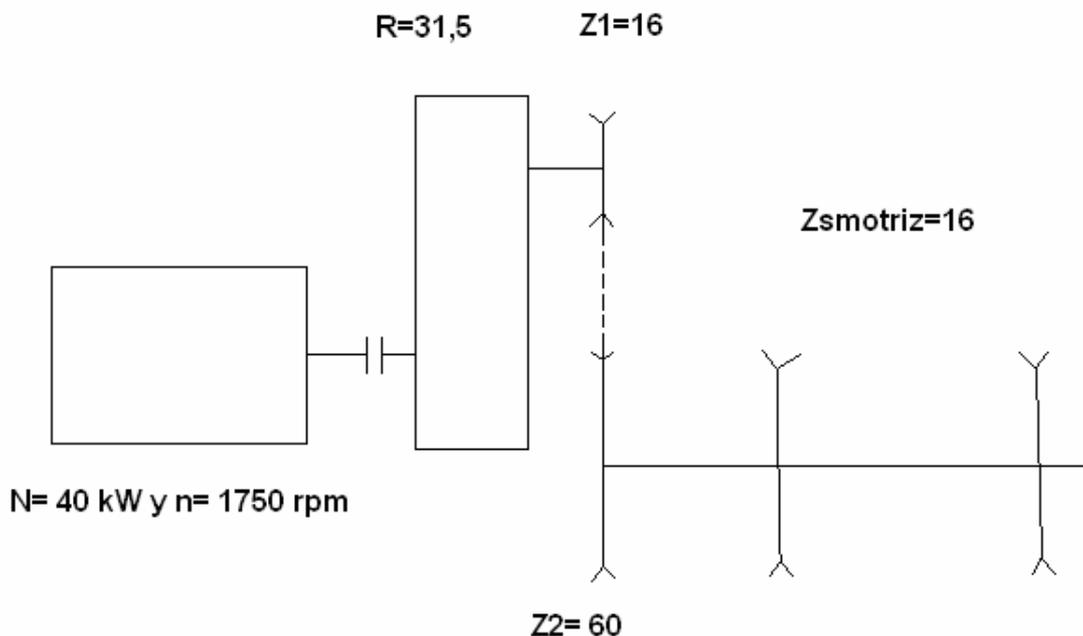
En el primer caso la velocidad lineal es de 0,49 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores correcta. La capacidad potencial de transportación es de 55,76 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de un 85%. La potencia que se demanda es de 24,72 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,52 kW-h/ ton de bagazo. Las cadenas resisten bien los análisis de resistencias.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 10,8 kW se recomienda la sustitución por un motor de hasta 30 kW.

### Conductor de bagazo # 3 de la Empresa Azucarera José María Pérez.

Este conductor tiene la tarea de manipular 47,4 t/h de bagazo. De acuerdo a su geometría posee una traza de 56 m de longitud horizontal. El mismo esta compuesto por rastrillos de 1,2 m de largo, la unidad motriz esta formada por los elementos que se muestran en el esquema. Como se puede observar el motor instalado es de 40 kW a 1750 rpm. A continuación esta montado un reductor con 31,5 de relación de transmisión, seguida de una transmisión por cadenas de 16 y 60 dientes respectivamente. La cadena principal esta compuesta por 2 hileras de cadenas de 152 mm de paso y movidas por sprocket de 16 dientes. Se montaron dos casos distintos el primero referente a la situación actual de trabajo del equipo, el segundo caso es donde el equipo se encuentra trabajando en vacío para ver de cuanto es el valor de la potencia a consumir

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor.



Esquema de la unidad motriz del conductor de bagazo # 3

1	Transportadores de Rastrillos # 3 horizontal	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Potencia del motor (Kw)	40	40	40
3	Bloque de capacidad			
4	Velocidad angular del motor (rev/min)	1750	1750	1750
5	Relación de transmisión del reductor	31,5	31,5	31,5
6	Número de dientes del sprocket motriz (primer paso)	16	16	16
7	Número de dientes del sprocket conducido (primer paso)	60	72	60
8	Relación de transmisión total	118,13	141,75	118,13
9	Veloc. Ang. de los sprockets de la cadena principal (rev/min)	14,81	12,35	14,81
10	Número de dientes del Sprocket motriz	16	16	16
11	Paso de la cadena (mm)	152	152	152
12	Velocidad lineal del transportador (m/s)	0,60	0,50	0,60
13	Largo del rastrillo (m)	1,20	1,20	1,20
14	Ancho del rastrillo (m)	0,20	0,20	0,20
15	ángulo máximo de inclinación (grados)	0	0	0
16	Coefficiente de disminución de capacidad por inclinación	1	1	1
17	Factor de llenado	0,80	0,80	0,80
18	Densidad del material en t/m <sup>3</sup>	0,16	0,16	0,16
19	Capacidad potencial de transportación (t/h)	66,41	55,34	0
20	Capacidad máxima a transportar (t/h)	47,40	47,40	0
21	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,71	0,86	0
22	Bloque de tensiones			
23	Distancia entre los puntos 1 y 2 (m)	56	56	56
24	Inclinación del tramo 1-2 (grados)	0	0	0
25	Distancia entre los puntos 3 y 4 (m)	56	56	56
26	Inclinación del tramo 3-4 (grados)	0	0	0
27	Coefficiente de rozamiento del material con el acero	0,75	0,75	0,75
28	Factor de resistencia al movimiento de las cadenas	0,12	0,12	0,12
29	Peso lineal de la carga (N/m)	215,10	258,12	0,00
30	Peso promedio de un rastrillo (N)	70	70	70
31	Separación entre rastrillos (m)	0,912	0,912	0,912
32	Peso lineal de los rastrillos (N/m)	77	77	77
33	Peso lineal de las dos cadenas (N/m)	545	545	545
34	Peso lineal del órgano de tracción (N/m)	683,9	683,9	683,9
35	Incremento de la resistencia entre los puntos 1 y 2 (N)	4596,01	4596,01	4596,01
36	Incremento de la resistencia entre los puntos 3 y 4 (N)	14533,53	16521,04	4596,01
37	Factor de aumento de la resistencia entre los puntos 2 y 3	1,1	1,1	1,1

38	Tensión mínima en N	10000	10000	10000
39	Tensión en el punto 2 (N)	10000	10000	10000
40	Tensión en el punto 1 (N)	5403,99	5403,99	5403,99
41	Tensión en el punto 3 (N)	11000,00	11000,00	11000,00
42	Tensión en el punto 4 (N)	25533,53	27521,04	15596,01
43	Bloque de potencia			
44	Tiraje efectivo (N)	20129,54	22117,05	10192,02
45	Factor de sobrecarga	2	2	2
46	Eficiencia total del sistema de transmisión	0,85	0,85	0,85
47	Potencia necesaria (kW)	28,44	26,04	14,40
48	Indice de consumo (kW-h/t)	0,60	0,55	#DIV/0!
49	Cálculos de comprobación			
50	a) En funcionamiento			
51	Aceleración Máx. del eslabón (m/s <sup>2</sup> )	0,18	0,13	0,18
52	Factor de disp. en la carga	0,4	0,4	0,4
53	Factor de aum. en los rastr.	1,5	1,5	1,5
54	Ten. dinámica. por efecto de cuerda, en N	2115	1491	1951
55	Tensión teórica (N)	27648	29012	17547
56	Factor por el # de caden. (N)	0,6	0,6	0,6
57	Tensión de cálculo (N)	16589	17407	10528
58	Factor de seg. de la cadena	10	10	10
59	Tensión de cálculo por el factor de seguridad	165890	174074	105283
60	Tensión de rotura de la cadena KN	362970	362970	362970
61	¿Es B60 mayor que B59?	Si	Si	Si
62	b) En el arranque:			
63	Fac. por el tipo de acopl.	1,3	1,3	1,3
64	Tensión de impulso (N)	147212	176655	147212
65	Tensión dinámica (N)	127083	154538	137020
66	Tens. max. din. (N)	92839	110130	92740
67	Valor de la tens. de rotura sobre la tens. max. din.	3,91	3,30	3,91
68	¿Es B67 mayor que 1,5?	Si	Si	Si

69	c) Al desgaste			
70	Bh en (mm)	29,5	29,5	29,5
71	S en (mm)	9,5	9,5	9,5
72	d en (mm)	22,23	22,23	22,23
73	Area de desgaste (mm cuad)	1078,16	1078,16	1078,16
74	Factor de tens. Desgaste	0,5	0,5	0,5
75	Tens. teor. desg. (N)	26591	28267	16572
76	Tens. de calc. desg. (N)	15955	16960	9943
77	Presión de trabajo, en Mpa	14,8	15,7	9,2
78	Presión admisible STT, en MPa	18	18	18
79	¿Es B78 mayor que B77?	si	si	si
80	Tipo de tratamiento térmico recomendado	cementación	cementación	cementación
81	Presión máxima para ese tratamiento, en Mpa	25	25	25

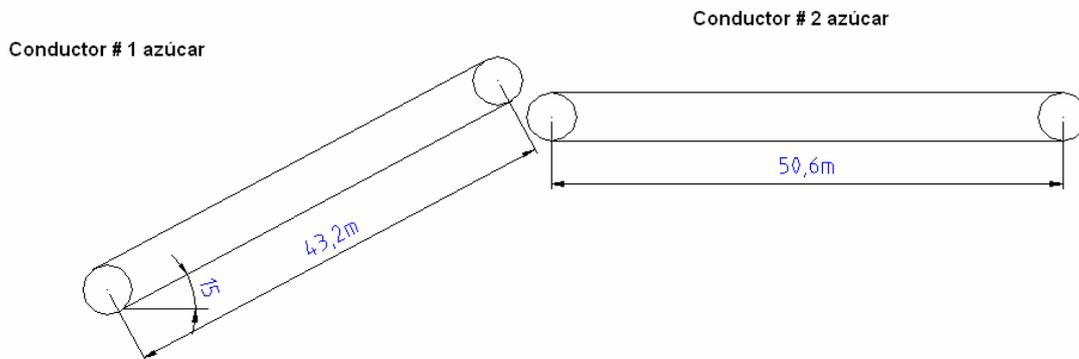
Resultados de los diferentes casos o escenarios.

En el primer caso la velocidad lineal es de 0,60 m/s, la cual es considerada para este tipo de transportadores un poco alta. La capacidad potencial de transportación es de 66,41 t/h, por lo cual el valor del Coeficiente de Utilización Técnica (CUT) es de un 71%. La potencia que se demanda es de 28,44 kW por lo cual el índice de consumo (IC) es de 0,60 kW-h/ ton de bagazo. Las cadenas resisten bien los análisis de resistencias.

En el segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 60 a 72, con lo cual la velocidad disminuyó del valor anterior de 0,6 a 0,5 m/s, la cual si es correcta. En estas condiciones el valor de la capacidad potencial es de 55,34 t/h proporcionando un valor del CUT de un 86% el cual es un valor muy correcto dentro de lo recomendado. La potencia demandada por el sistema es de 26 kW con un índice de consumo de 0,55 kW-h/ ton de bagazo. Sus cadenas presentan la misma situación anteriormente dicha.

En el tercer caso se supone que dicho conductor se encuentra trabajando en vacío para así tener una idea de cuanto demanda el mismo, donde dicho valor equivale a 14,4 kW se recomienda la sustitución del motor instalado por uno de 30 kW.

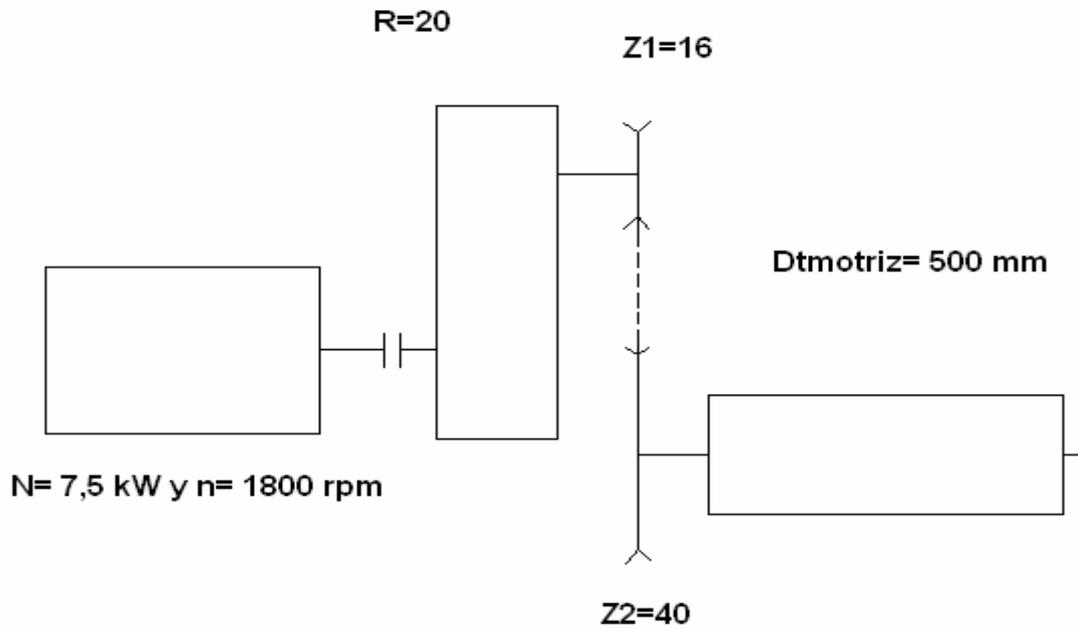
Para el sistema de transportación de bagazo el esquema según su traza es el siguiente:



### **Conductor de azúcar # 1 de la Empresa Azucarera José María Pérez.**

Este conductor tiene como misión la manipulación de aproximadamente 15,8 t/h de azúcar. Posee una traza de 43,2 m de longitud y 15 grados de inclinación, con un ancho de banda de 600 mm. La unidad motriz como se puede ver en el esquema está compuesta por un motor de 7,5 kW a 1800 rpm. A continuación se encuentra montado un reductor con relación de transmisión de 20, seguido de una transmisión por cadenas de 16 y 40 dientes respectivamente. El diámetro de la tambora motriz es de 500 mm. Se llevaron a cabo tres montajes de diversos casos, el primero al igual que los casos anteriores no es más que la situación actual del equipo, el segundo similarmente a los anteriores es donde se varía la velocidad lineal del transportador, y un tercer caso no sería otro que conocer la demanda de potencia cuando el mismo esta operando en vacío.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor



Esquema de la unidad motriz del conductor de azúcar # 1

1	Transportador de Banda inclinado 15 grados	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Capacidad			
3	Potencia del motor en kW	7,5	7,5	7,5
4	Velocidad angular del motor en rev/min	1800	1800	1800
5	Relación de transmisión del reductor	20	20	20
6	Número de dientes del sprocket conductor	16	16	16
7	Número de dientes del sprocket conducido	40	86	40
8	Relacion de transmision total	50	107,5	50
9	Velocidad angular de la tambora motriz (rev/min)	36	16,74	36
10	Diámetro de la tambora motriz (mm)	500	500	500
11	Velocidad lineal de la banda (m/s)	0,94	0,44	0,94
12	Ancho de la banda (m)	0,60	0,60	0,60
13	Densidad del material (t/m <sup>3</sup> )	0,92	0,92	0,92
14	Angulo de inclin. maximo en el trans. (grados)	15	15	15
15	Coefficiente de disminucion por inclinacion	0,9	0,9	0,9
16	Angulo de talud estatico del material en grados	40	40	40
17	Capacidad potencial del transportador (t/h)	41,32	19,75	0
18	Capacidad real máxima (t/h)	15,80	15,80	0
19	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,38	0,80	0
20	Tensiones			
21	Peso de la banda (kg/m <sup>2</sup> )	8	8	8
22	Peso lineal de la banda en N/m	47,09	47,09	47,09
23	Peso de una estación de rodillos superiores (lbs)	18	18	18
24	Peso de una estación de rodillos superiores en N	80,06	80,06	80,06
25	Separacion entre rodillos superiores en m	1,05	1,05	1,05
26	Peso lineal de rodillos superiores en N/m	76,25	76,25	76,25
27	Peso de un rodillo inferior (en lbs)	18	18	18
28	Peso de un rodillo inferior en N	80,06	80,06	80,06
29	Separacion entre rodillos inferiores en (m)	3	3	3
30	Peso lineal de rodillos inferiores en N/m	26,688	26,688	26,688
31	Peso lineal de la carga en N/m	45,684	98,221	0,000
32	Distancia entre los puntos 1 y 2 en m	43,20	43,20	43,20
33	Angulo de inclinacion entre los puntos 1 y 2 (grados)	15	15	15
34	Distancia entre los puntos 3 y 4 en m	43,2	43,2	43,2
35	Angulo de inclinacion entre los puntos 3 y 4 (grados)	15	15	15
36	Fact. de resist. al mov. rama inf.	0,08	0,08	0,08
37	Fact. de resist. al mov. rama sup.	0,08	0,08	0,08

38	Incremento de la resistencia entre puntos 1 y 2 (N)	772,77	772,77	772,77
39	Incremento de la resistencia entre puntos 3 y 4 (N)	1601,53	2364,32	938,23
40	Factor de aumento de la tension entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
41	Coefficiente de traccion de tambora motriz	2,56	2,56	2,56
42	Tension en el punto 1 (N). Primer cálculo	206,00	206,00	206,00
43	Tensión mínima	500	500	500
44	Tensión en el punto 1	500	500	500
45	Tension en el punto 2 en N	1273	1273	1273
46	Tension en el punto 3 en N	1400	1400	1400
47	Tension en el punto 4 en N	3002	3764	2338
48	Tiraje efectivo en N	2502	3264	1838
49	Factor de sobrecarga	2	2	2
50	Eficiencia de total del sistema de transmision	0,85	0,85	0,85
51	Potencia en kW	5,55	3,37	4,08
52	Indice de consumo (kW-h/tonelada de material)	0,35	0,21	#¡DIV/0!
53	Comprobacion de la banda			
54	a) en funcionamiento			
55	Se debe cumplir que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u > K \cdot S_{max}$			
56	$K_u = 0.8$ (suponiendo una banda empate por vulcanizado)	0,8	0,8	0,8
57	K es el factor de seguridad de acuerdo al Nro de capas	7	7	7
58	Srotura de la banda	250	250	250
59	Ancho de banda	80	80	80
60	Miembro izquierdo de la ecuacion	156960	156960	156960
61	Miembro derecho de la ecuacion	21011,04	26350,60	16367,95
62	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI
63	b) en el arranque			
64	Debe cumplirse que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u / S_{max} + S_{din} > 1,5$			
65	Por se acoplamiento flexible (Km)	1,3	1,3	1,3
66	Tension de impulso (Simp)	17587,14	37812,35	17587,14
67	Tension dinamica ( $S_{din} = Simp - W_o$ )	15085,56	34547,98	15748,86
68	Calculando la ecuacion total	8,68	4,10	8,68
69	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI

Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 0,94 m/s, la cual se considera buena para este tipo de transportador y el material a manejar aunque puede ser mayor. Pero la capacidad potencial es de 41,32 t/h de azúcar lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor muy bajo como de un 38%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 5,5 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,35 kW-h/ ton de azúcar. Y la banda resiste a los dos análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque.

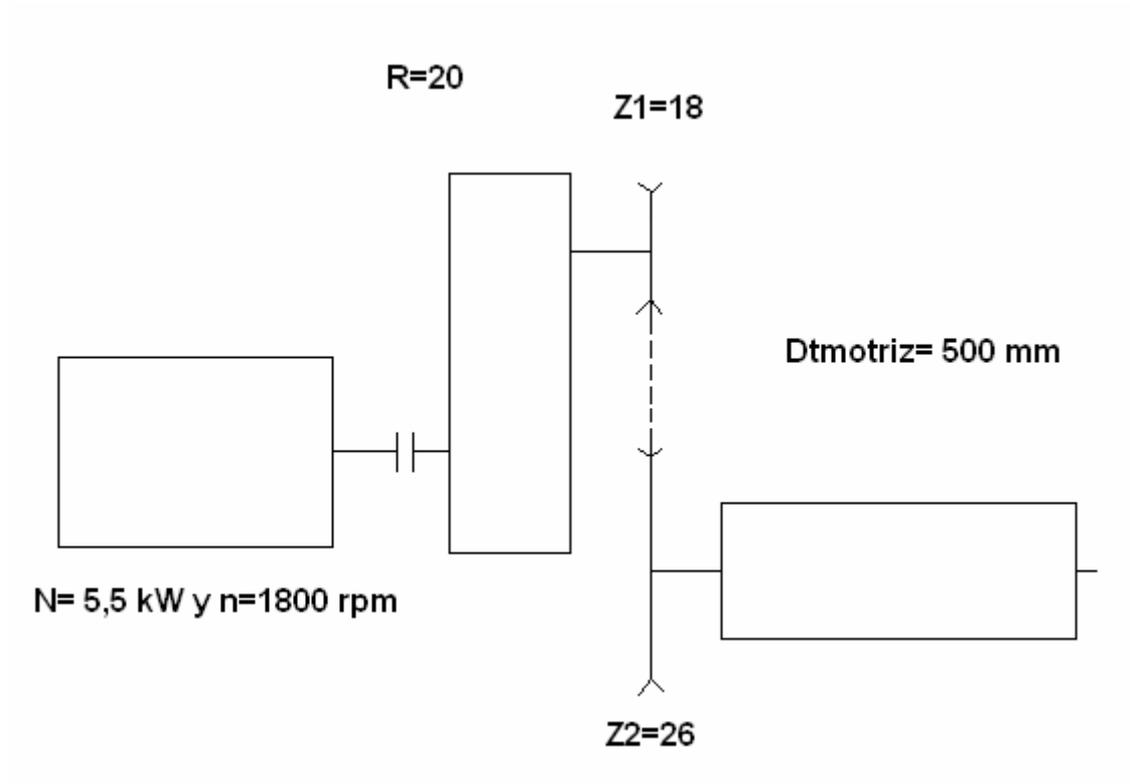
En un segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 40 a 86 dientes, por lo cual la velocidad disminuyó desde el valor anterior hasta 0,44 m/s. La capacidad potencial debido al cambio de la velocidad disminuyó hasta un valor tal que proporcione que el CUT tomara un valor de un 80% lo cual es una buena cifra dentro de lo que está recomendado. La potencia que se demanda es de 3,37 kW con un (IC) de 0,21 kW-h/ ton de azúcar. Y por último la banda no presenta problema alguno de resistencia.

Y como un tercer y último caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 4,08 kW.

### **Conductor de azúcar # 2 de la Empresa Azucarera José María Pérez.**

Este conductor tiene como misión la manipulación de aproximadamente 15,8 t/h de azúcar. Posee una traza de 50,6 m de longitud horizontal, con un ancho de banda de 600 mm. La unidad motriz como se puede ver en el esquema está compuesta por un motor de 5,5 kW a 1800 rpm. A continuación se encuentra montado un reductor con relación de transmisión de 20, seguido de una transmisión por cadenas de 18 y 26 dientes respectivamente. El diámetro de la tambora motriz es de 500 mm. Se llevaron a cabo tres montajes de diversos casos, el primero al igual que los casos anteriores no es más que la situación actual del equipo, el segundo similarmente a los anteriores es donde se varía la velocidad lineal del transportador, y un tercer caso no sería otro que conocer la demanda de potencia cuando el mismo está operando en vacío.

A continuación se muestra un esquema de la unidad motriz y la hoja de cálculo utilizada para dicho conductor



Esquema de la unidad motriz del conductor de azúcar # 2

1	Transportador de Banda horizontal	Caso 1	Caso 2	Caso 3
2	Capacidad			
3	Potencia del motor en kW	5,5	5,5	5,5
4	Velocidad angular del motor en rev/min	1800	1800	1800
5	Relación de transmisión del reductor	20	20	20
6	Número de dientes del sprocket conductor	18	18	18
7	Número de dientes del sprocket conducido	26	110	26
8	Relacion de transmision total	28,89	122,22	28,89
9	Velocidad angular de la tambora motriz (rev/min)	62,31	14,73	62,31
10	Diámetro de la tambora motriz (mm)	500	500	500
11	Velocidad lineal de la banda (m/s)	1,63	0,39	1,63
12	Ancho de la banda (m)	0,60	0,60	0,60
13	Densidad del material (t/m <sup>3</sup> )	0,92	0,92	0,92
14	Angulo de inclin. maximo en el trans. (grados)	0	0	0
15	Coefficiente de disminución por inclinación	1	1	1
16	Angulo de talud estatico del material en grados	40	40	40
17	Capacidad potencial del transportador (t/h)	78,54	19,33	0
18	Capacidad real máxima (t/h)	15,80	15,80	0
19	Coefficiente de utilización técnica (CUT)	0,20	0,82	0
20	Tensiones			
21	Peso de la banda (kg/m <sup>2</sup> )	8	8	8
22	Peso lineal de la banda en N/m	47,09	47,09	47,09
23	Peso de una estación de rodillos superiores (lbs)	18	18	18
24	Peso de una estación de rodillos superiores en N	80,06	80,06	80,06
25	Separación entre rodillos superiores en m	1,20	1,20	1,20
26	Peso lineal de rodillos superiores en N/m	66,72	66,72	66,72
27	Peso de un rodillo inferior (en lbs)	18	18	18
28	Peso de un rodillo inferior en (N)	80,06	80,06	80,06
29	Separación entre rodillos inferiores en (m)	3	3	3
30	Peso lineal de rodillos inferiores en N/m	26,688	26,688	26,688
31	Peso lineal de la carga en N/m	26,395	111,672	0,000
32	Distancia entre los puntos 1 y 2 en m	50,6	50,6	50,6
33	Angulo de inclinación entre los puntos 1 y 2 (grados)	0	0	0
34	Distancia entre los puntos 3 y 4 en m	50,6	50,6	50,6
35	Angulo de inclinación entre los puntos 3 y 4 (grados)	0	0	0
36	Fact. de resist. al mov. rama inf.	0,08	0,08	0,08
37	Fact. de resist. al mov. rama sup.	0,08	0,08	0,08

38	Incremento de la resistencia entre puntos 1 y 2 (N)	298,65	298,65	298,65
39	Incremento de la resistencia entre puntos 3 y 4 (N)	567,54	912,74	460,69
40	Factor de aumento de la tension entre los puntos 2 y 3	1,10	1,10	1,10
41	Coefficiente de traccion de tambora motriz	2,56	2,56	2,56
42	Tension en el punto 1 (N). Primer cálculo	206	206	206
43	Tensión mínima	500	500	500
44	Tensión en el punto 1	500	500	500
45	Tension en el punto 2 en N	799	799	799
46	Tension en el punto 3 en N	879	879	879
47	Tension en el punto 4 en N	1446	1791	1339
48	Tiraje efectivo en N	946	1291	839
49	Factor de sobrecarga	2	2	2
50	Eficiencia de total del sistema de transmision	0,85	0,85	0,85
51	Potencia en kW	3,63	1,17	3,22
52	Indice de consumo (kW-h/tonelada de material)	0,23	0,07	#DIV/0!
53	Comprobacion de la banda			
54	a) en funcionamiento			
55	Se debe cumplir que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u > K \cdot S_{max}$			
56	$K_u = 0.8$ (suponiendo una banda empate por vulcanizado)	0,8	0,8	0,8
57	K es el factor de seguridad de acuerdo al Nro de capas	7	7	7
58	Srotura de la banda	250	250	250
59	Ancho de banda	80	80	80
60	Miembro izquierdo de la ecuacion	156960	156960	156960
61	Miembro derecho de la ecuacion	10122,37	12538,78	9374,43
62	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI
63	b) en el arranque			
64	Debe cumplirse que $B \cdot S_{rot} \cdot K_u / S_{max} + S_{din} > 1,5$			
65	Por se acoplamiento flexible (Km)	1,3	1,3	1,3
66	Tension de impulso (Simp)	7451,74	31526,58	7451,74
67	Tension dinamica (Sdin=Simp-Wo)	6505,68	30235,32	6612,53
68	Calculando la ecuacion total	19,74	4,90	19,74
69	Cumple la condicion de resistencia SI o NO	SI	SI	SI

Resultados de los escenarios:

En el primer caso el valor de la velocidad lineal es de 1,63 m/s, la cual se considera buena para este tipo de transportador y el material a manejar. Pero la capacidad potencial es de 78,54 t/h de azúcar lo cual provoca que el valor del CUT tome un valor muy bajo como de un 20%. La potencia demandada por el conductor para cumplir su tarea es de 3,63 kW por lo cual le corresponde un índice de consumo de 0,23 kW-h/ ton de azúcar. Y la banda resiste a los dos análisis realizados que son al funcionamiento y al arranque.

En un segundo caso se aumentó el número de dientes del sprocket conducido de 26 a 110 dientes, por lo cual la velocidad disminuyó desde el valor anterior hasta 0,39 m/s. La capacidad potencial debido al cambio de la velocidad disminuyó hasta un valor tal que proporcione que el CUT tomara un valor de un 82% lo cual es una buena cifra dentro de lo que está recomendado. La potencia que se demanda es de 1,17 kW con un (IC) de 0,07 kW-h/ ton de azúcar. Y por último la banda no presenta problema alguno de resistencia.

Y como un tercer y último caso se analizó para el equipo trabajando en vacío para al igual que los ejemplos anteriores es con el objetivo de tener una idea de cuanta potencia se consume para esta situación. La potencia demandada en esta situación fue de 3,22 kW.





