

CONESCAPANHONDURAS2025paper23.pdf

 Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE)

Document Details

Submission ID

trn:oid:::14348:477773550

Submission Date

Jul 31, 2025, 11:53 PM CST

Download Date

Aug 12, 2025, 12:20 PM CST

File Name

CONESCAPANHONDURAS2025paper23.pdf

File Size

378.9 KB

7 Pages




5,479 Words

28,856 Characters

5% Overall Similarity

The combined total of all matches, including overlapping sources, for each database.

Top Sources

- 5%  Internet sources
- 0%  Publications
- 0%  Submitted works (Student Papers)

Integrity Flags




0 Integrity Flags for Review

No suspicious text manipulations found.

Our system's algorithms look deeply at a document for any inconsistencies that would set it apart from a normal submission. If we notice something strange, we flag it for you to review.

A Flag is not necessarily an indicator of a problem. However, we'd recommend you focus your attention there for further review.

Top Sources

- 5%  Internet sources
- 0%  Publications
- 0%  Submitted works (Student Papers)

Top Sources

The sources with the highest number of matches within the submission. Overlapping sources will not be displayed.

| | | | |
|----|----------|------------------------|-----|
| 1 | Internet | www.coursehero.com | 1% |
| 2 | Internet | qdoc.tips | <1% |
| 3 | Internet | dspace.uazuay.edu.ec | <1% |
| 4 | Internet | tesis.ucsm.edu.pe | <1% |
| 5 | Internet | zaguan.unizar.es | <1% |
| 6 | Internet | red.uao.edu.co | <1% |
| 7 | Internet | www.udocz.com | <1% |
| 8 | Internet | doku.pub | <1% |
| 9 | Internet | repositorio.ute.edu.ec | <1% |
| 10 | Internet | www.dep.fem.unicamp.br | <1% |
| 11 | Internet | www.scielo.org.mx | <1% |

| | | | |
|----|----------|---------------------------|-----|
| 12 | Internet | es.slideshare.net | <1% |
| 13 | Internet | www.cacic2016.unsl.edu.ar | <1% |
| 14 | Internet | www.colegiomedico.com | <1% |
| 15 | Internet | dspace.ups.edu.ec | <1% |
| 16 | Internet | issuu.com | <1% |
| 17 | Internet | www.clayuca.org | <1% |

Estudio de los esfuerzos mecánicos en los rodillos de una transportadora de bagazo

Rafael Saravia
Escuela de Mecánica
Universidad Don Bosco
San Salvador
Elfara.raveri@gmail.com

Erick Aguilar
Escuela de Mecánica
Universidad Don Bosco
San Salvador
erickaldairaguilardeleon@gmail.com

Kenneth Rivas
Escuela de Mecánica
Universidad Don Bosco
San Salvador
rivaskenneth8@gmail.com

Wilfredo Alfaro
Escuela de Mecánica
Universidad Don Bosco
San Salvador
alvarezalfaroo@gmail.com

Gilberto Carrillo
Centro de Innovación
Universidad Don Bosco
San Salvador
0000-0002-9845-1381

Resumen— Este estudio investiga los esfuerzos mecánicos en rodillos de transportadores de bagazo de caña de azúcar, enfocándose en el diseño y optimización de componentes críticos. La investigación combina metodologías teóricas y simulaciones computacionales para evaluar el comportamiento de ejes y elementos de transmisión sometidos a cargas complejas, incluyendo flexión, torsión. Se compararon diferentes configuraciones geométricas y materiales, identificando soluciones óptimas que garantizan resistencia estructural y durabilidad. Los resultados demuestran que la selección adecuada de los aceros y dimensiones permite reducir significativamente las concentraciones de esfuerzo y correspondiendo siempre con el factor de seguridad sea adecuado para cada material descrito. Las simulaciones mediante herramientas CAD/CAE validaron los cálculos de fuerza, torsión, flexión descritos en el trabajo y poyándonos con una cierta viabilidad de las propuestas de diseño. Además, el estudio incluye un análisis detallado de elementos de unión como cuñas, evaluando su resistencia a cortante y aplastamiento. Los hallazgos proporcionan pautas técnicas para el desarrollo de transportadores industriales más eficientes, con mayor vida útil y menor mantenimiento. Esta investigación representa un aporte significativo al sector azucarero, presentando alternativas de diseño que equilibran resistencia estructural con eficiencia, contribuyendo a la optimización de procesos y la reducción de costos operativos.

Palabras clave—industria azucarera, rodillos transportadores, esfuerzos mecánicos, análisis por elementos finitos, materiales.

Resumen— This study investigates the mechanical stresses on sugarcane bagasse conveyor rollers, focusing on the design and optimization of critical components. The research combines theoretical methodologies and computational simulations to evaluate the behavior of shafts and transmission elements subjected to complex loads, including bending and torsion. Different geometric configurations and materials were compared, identifying optimal solutions that ensure structural strength and durability. The results demonstrate that the appropriate selection of steels and dimensions significantly reduces stress concentrations and always corresponds to the appropriate safety factor for each material described. CAD/CAE simulations validated the force, torsion, and bending calculations described in the paper, supporting a degree of feasibility for the design

proposals. In addition, the study includes a detailed analysis of connecting elements such as wedges, evaluating their resistance to shear and crushing. The findings provide technical guidelines for the development of more efficient industrial conveyors with longer lifespans and reduced maintenance. This research represents a significant contribution to the sugar sector, presenting design alternatives that balance structural strength with efficiency, contributing to process optimization and reducing operating costs.

Keywords—sugar industry, conveyor rollers, mechanical stresses, finite element analysis, materials.

INTRODUCCIÓN

El mercado de azúcar es un pilar fundamental de la economía agrícola de El Salvador, contribuyendo significativamente a la balanza comercial y generando empleo en diversas regiones del país. La producción de azúcar no solo satisface la demanda interna, sino que también desempeña un papel crucial en las exportaciones, con mercados claves en Estados Unidos, Canadá, China y otros países. Además, la industria azucarera es un importante motor de desarrollo rural, proporcionando ingresos y oportunidades a miles de agricultores y trabajadores.

La industria azucarera satisface la demanda interna del país ya que la mayor parte de la población consume productos derivados de la caña, es un pilar fundamental en la sociedad [1], se emplea para generar energía eléctrica con la biomasa, sirve de alimentación para el ganado en el campo, los productores de dulce de panela utilizan el bagazo para reducir el jugo de caña a dulce, etc.

En cuanto a las bandas transportadoras, se utilizan en diversos sectores como la agroindustria [2], la minería [3] y con productos alimenticios [4], en procesamiento de papel y cartón, en la producción de materias plásticas y de hule, en el transporte de materiales de reciclaje, entre otros. También, las bandas transportadoras se ocupan en productos alimenticios, un principal puede ser en la industria azucarera, pesquera, cárnicos, congelados, snacks, y en el caso de la caña de azúcar, es importante cuando la caña entra a la desfibradora para que ésta

8

la desfibre y lo molinos extraigan su jugo, posterior a ello a través de las bandas transportadoras la caña ya desfibrada pasa al segundo molino, haciendo el mismo proceso, desfibrándola y extrayendo más dicho jugo, hasta que finalmente llegue al ultimo molino, donde ya es casi completamente fibra, que ya es llamado bagazo, y está casi seco, se ocupa como combustible para las calderas de biomasa de dichas industrias donde se manejan productos alimenticios.

11

En este artículo se presenta la propuesta de diseño en la fabricación de los ejes y rodillos, también los elementos como la cuña. En este sentido se presentan los cálculos de esfuerzos para determinar la viabilidad de su construcción [5], ya que, por ejemplo, los rodillos son componentes críticos en el sistema transportador, están sujetos a cargas combinadas de flexión, fatiga y desgaste debido al peso del bagazo [6], las vibraciones del sistema y a las condiciones abrasivas del material transportado.

El elemento como la cuña es aquel que está sometido a esfuerzos cortantes y de aplastamiento, por lo tanto, se debe de comprobar que la cuña no falle bajo la acción de éstas [6].

2

Se calcularon los concentradores de esfuerzo [7] en los ejes escalonados debido a que el diámetro del primer eje es de 50 mm y el siguiente es de 70 mm, ya que, esto provocaría un aumento de esfuerzo en la zona de transición [8].

MATERIALES Y MÉTODOS

1

Se recurrió al departamento de mantenimiento del Ingenio El Ángel, para tomar dimensiones de los sistemas de transporte de caña desfibrada tipo Donnelly [9], con lo que se obtuvo las dimensiones de los ejes, de las duelas y la cantidad de caña transportada. Con esta información se determinaron las cargas a las que se sometería la banda transportadora para su análisis.

Con los datos obtenidos del departamento de mantenimiento del Ingenio El Ángel, se determinaron datos técnicos como lo es el par torsional, la velocidad con la cual va a transportar las cantidades de caña desfibrada tipo Donnelly, para continuar con las cargas a que se sometería la banda transportadora y dar paso a observar la eficiencia que esta demuestra al transportar cierta cantidad de caña en un determinado tiempo



Figura 1. Rastrillos

En la figura 1 se muestra el sistema actual de transporte, el cual cuenta con rastrillos, que es un sistema que continúa operativo, pero donde se desea innovación y simplificación para el transporte de caña, el cual se propone ser sustituido por una banda transportadora de tipo chevron como la que se muestra en la figura 2.



Figura 2. Banda Chevron

Para el cálculo de las fuerzas y los esfuerzos, las fórmulas se tomaron del libro Cálculo de Ingeniería Diseño de Elementos de Máquinas (Cuarta edición, Robert L. Mott) [10], para el que se utilizaron las siguientes fórmulas y calcular la deformación:

$$\text{Método: } y_B = y_{\text{Max}} = \frac{-5WL^4}{384 EI} \text{ carga distribuida (1)}$$

Para el cálculo se utilizó la siguiente fórmula de tensiones por torsión y flexión.

Método esfuerzo cortante debido a la torsión:

$$\tau = \frac{\pi(D)^4}{J} (2)$$

Método de esfuerzo cortante debido a la flexión:

$$\sigma = \frac{M \times C}{I} (3)$$

Para el cálculo de esfuerzo en la cuña se utilizó la siguiente Fórmula de esfuerzo de corte y aplastamiento en la cuña:

Método por corte: $\frac{F}{b \times L} (4)$

Método por aplastamiento: $\frac{F}{\frac{h}{2} \times L} (5)$

Para desarrollar este estudio sobre los rodillos transportadores de bagazo, se implementó una metodología rigurosa que combinó investigación de campo, análisis teórico y simulaciones digitales avanzadas. El proceso comenzó con un trabajo de campo exhaustivo en el Ingenio El Ángel, donde se recopilaban datos dimensionales precisos de los sistemas transportadores existentes, incluyendo medidas exactas de ejes, rodillos y otros componentes críticos, así como parámetros operacionales como cargas típicas de bagazo y velocidades de transporte. Estos datos empíricos sirvieron como base fundamental para todo el análisis posterior. La fase teórica se apoyó en los principios establecidos en la literatura

especializada de diseño mecánico, particularmente en obras de referencia como el clásico texto de Mott sobre elementos de máquinas, adaptando estos conocimientos generales a las condiciones específicas del transporte de bagazo. Se realizaron cálculos detallados de deformaciones bajo carga, considerando las propiedades elásticas del acero y las geometrías específicas de los ejes en estudio. El análisis de esfuerzos incluyó evaluaciones completas de torsión, flexión y cargas combinadas, con especial atención a los puntos críticos donde podrían desarrollarse concentraciones de tensión. Para las cuñas y elementos de unión, se calcularon meticulosamente los esfuerzos de corte y aplastamiento, comparando los resultados con los límites de resistencia de los materiales considerados. La validación de estos cálculos teóricos se realizó mediante modelado computacional avanzado utilizando software de diseño asistido por computadora CAD (computer aided design) y herramientas de ingeniería asistida por computadora CAE (computer aided engineering), específicamente Autodesk Inventor 2023. Los modelos del software indicaron con precisión las condiciones reales de operación, incluyendo restricciones de movimiento, aplicaciones de carga y propiedades de materiales existentes en la industria salvadoreña. Las simulaciones por elementos finitos permitieron visualizar y cuantificar la distribución de esfuerzos en todo el sistema, identificando zonas críticas y verificando los márgenes de seguridad. Un aspecto clave fue el análisis comparativo entre diferentes materiales, particularmente entre aceros 1020 y 1050, evaluando su desempeño bajo las condiciones específicas de esta aplicación. El proceso incluyó el diseño y análisis para optimizar los parámetros geométricos y seleccionar la configuración más adecuada. Toda la metodología se desarrolló siguiendo estándares internacionales de diseño mecánico y considerando factores de seguridad apropiados para este tipo de aplicaciones industriales. La fase experimental se complementó con una revisión bibliográfica que abarcó estudios sobre transportadores en diversos sectores industriales, investigaciones sobre propiedades de materiales y análisis de casos similares en la industria azucarera. Esta combinación de enfoques teóricos, de simuladores y métodos empíricos permitió desarrollar un análisis completo y confiable, asegurando que los resultados fueran representativos de las condiciones reales de operación y que las conclusiones tuvieran una base sólida. La metodología implementada no solo sirvió para este estudio específico, sino que estableció un marco de trabajo que puede aplicarse a futuras investigaciones sobre componentes mecánicos en la industria azucarera y otros sectores relacionados.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con la ecuación (1) y los datos de entrada:

Datos de entrada:

$$F = 2198.5 \text{ N}$$

$$W = 2191.92 \text{ Nm}$$

$$L = 1.003 \text{ m}$$

$$E = 200 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$I = 3.06 \times 10^{-7}$$

Se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 1. Resultados obtenidos en la deformación vertical.

| Tabla de Deformaciones | |
|------------------------|---------------------------------|
| Elemento | Carga Distribuida |
| Eje 50 mm | $Y_{\max} = -0.0047 \text{ mm}$ |
| Eje 70 mm | $Y_{\max} = -0.0230 \text{ mm}$ |

La Tabla 1 presenta los resultados del análisis de deformación vertical en dos configuraciones de ejes (50 mm y 70 mm) sometidos a carga distribuida, donde el eje de 50 mm exhibió una deformación máxima de -0.0047 mm, mientras que el de 70 mm registró -0.0230 mm, valores que, aunque mínimos en magnitud absoluta, reflejan diferencias significativas en rigidez estructural; el signo negativo indica la dirección de la deformación, compatible con sistemas de referencia estándar en ingeniería. Estos resultados se obtuvieron mediante la aplicación de la ecuación de deformación por carga distribuida y validados con simulaciones numéricas, donde el eje de 50 mm demostró una menor deformación relativa, 47 diez milésimas de milímetro frente a 230 diez milésimas del eje de 70 mm, lo que sugiere una mayor resistencia a la flexión en condiciones de carga estática; sin embargo, la selección del eje de 70 mm para etapas posteriores de simulación se justifica por su mayor capacidad para distribuir tensiones y reducir concentradores de esfuerzo en aplicaciones dinámicas, como en transportadores de bagazo, donde la fatiga y las cargas cíclicas son críticas. La discrepancia en deformaciones también resalta la influencia del momento de inercia aunque dependiente del diámetro en la respuesta mecánica, ya que, aunque el eje de 70 mm presenta mayor deformación absoluta, su geometría ofrece ventajas en resistencia torsional y vida útil.

Con la ecuación (2) y los siguientes datos de entrada 1, para calcular el esfuerzo cortante debido a la torsión y con la ecuación (3) y los siguientes datos de entrada 2, para calcular el esfuerzo cortante debido a la flexión.

Datos de entrada 1:

$$D = 50 \text{ y } 70 \text{ mm}$$

$$J1 = 6.13 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$J2 = 2.35 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Datos de entrada 2:

$$M = 2198.5 \text{ N}$$

$$C = 0.025 \text{ y } 0.035 \text{ mm}$$

$$I1 = 3.06 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I2 = 1.17 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 2. Resultados obtenidos en la sumatoria de esfuerzos cortantes debido a la tensión y esfuerzo de tensión debido a la flexión.

16

| Tabla de Tensiones | | |
|--------------------|------------|------------|
| Elemento | τ | σ |
| Eje 50 mm | 115.77 MPa | 179.14 MPa |
| Eje 70 mm | 42.07 MPa | 65.28 MPa |

Se observa en la tabla 2 que el eje de 50 mm tiene un esfuerzo cortante debido a la torsión de 115.77 MPa con un esfuerzo cortante debido a la flexión de 179.14 MPa y el eje de 70 mm tiene un esfuerzo cortante debido a la torsión de 42.07 MPa con un esfuerzo cortante debido a la flexión de 65.28 MPa, este es un material de acero 1020 con una resistencia a la fluencia de 352 MPa y al observar la tabla 2, al sumar ambas tensiones de esfuerzo cortante por torsión y esfuerzo cortante por flexión, da como resultado un valor de 366.71 MPa. Con la ayuda de estos cálculos se pudo determinar que la resistencia a la fluencia en el acero 1020 excede con los datos de tabla de referencia [10], por lo tanto, se observó, que no cumple con el factor de seguridad.

Con la ecuación (4) y los siguientes datos de entrada 3 para calcular el esfuerzo de corte y la ecuación (5) y los siguientes datos de entrada 4, para calcular el esfuerzo de aplastamiento.

Datos de entrada 3:

$$F = 113000 \text{ N}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

Datos de entrada 4:

$$F = 113000 \text{ N}$$

$$\frac{h}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

13

Se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3. Resultados obtenidos de los esfuerzos de corte y aplastamiento en la cuña del eje de 50 mm.

| Tabla de Esfuerzos | | |
|--------------------|------------|---------------|
| Elemento | Corte | Aplastamiento |
| Eje 50 mm (1020) | 141.25 MPa | 452 MPa |
| Eje 50 mm (1050) | 124.77 MPa | 399 MPa |

Se observó en la tabla 3 que en el eje de 50 mm el esfuerzo de corte en la cuña es de 141.25 MPa y en el de aplastamiento es de 452 MPa en el acero 1020. También se observó los valores de esfuerzo de corte en la cuña es de 124.77 MPa y en el de aplastamiento es de 399 MPa. En el acero 1050, como se observa hay una diferencia de MPa, en el cual como factor de seguridad en el acero 1020 se enfatiza en el esfuerzo de aplastamiento es de 352 MPa, por lo cual, no es recomendable. Ahora en el acero 1050 el factor de seguridad es de 579 MPa, lo cual, esto lo hace factible al esfuerzo de aplastamiento en dicho acero y el factor de seguridad es adecuado para el acero 1050.

En la simulación de esfuerzos con el software Inventor de este mismo eje, el resultado de tensión fue de 20.40 MPa con el material 1020, y los FS correspondiente es de 15 su lo cual

indica que se tendrá mejor desempeño con el eje de 70 mm, de la manera como se observa la figura 3.

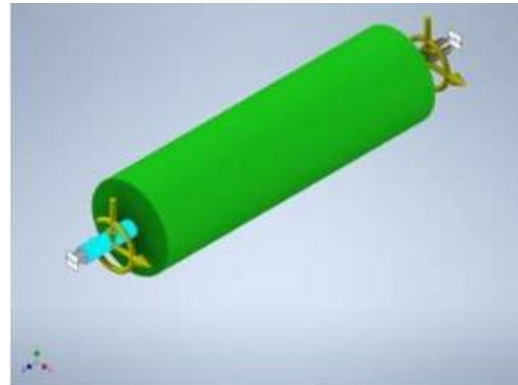


Figura 3. Restricciones fijas

En la simulación del software inventor también se calcularon los momentos de fuerza y pares de reacciones en los puntos fijos donde se da a conocer la magnitud en ambos pares de reacción fijas mostradas en la siguiente tabla 4.

Datos que se ingresaron al software son:

Torque 1: 2825 N mm

Torque 2: 2825 N mm

Fuerza 1: 2825 N

Fuerza 2: 2825 N

Fuerza 3: 2198.5 N

Fuerza 4: 2198.5 N

Tabla 4. Las fuerzas de reacción calculadas que corresponden a la figura 3, donde la restricción fija se encuentra en las partes de los extremos de color blanco en la figura 3.

| Tabla de fuerza y pares de reacción | | |
|-------------------------------------|--------------------|--------------------|
| Elemento | Fuerza de reacción | Componente (x,y,z) |
| Restricción fija 1 | 2207.23 N | 0 N |
| | | 2201.85 N |
| | | 153.92 N |
| Restricción fija 2 | 2201.23 N | 0 N |
| | | 2195.93 N |
| | | - 153.1 N |
| Elemento | Pares de reacción | Componente (x,y,z) |
| Restricción fija 1 | 202.013 N m | 201.9 N m |
| | | 0 N m |
| | | 2.8 N m |
| Restricción fija 1 | 196.3 N m | - 196.281 N m |
| | | 0 N m |
| | | 2.82 N m |

9

2

Se observó en la tabla 4 los resultados de fuerzas y pares de reacción en dos restricciones fijas que usualmente representan apoyos o conexiones completamente rígidas, que impiden la traslación y rotación en todas las direcciones, en la restricción fija 1 con una magnitud total de 2207.23 N en el eje X dio un resultado de 0 N, en el eje Y un resultado de 2201.85 N, en el eje Z el valor es de 153.9 N, en la restricción fija 2 con una magnitud de 2201.26 N en el eje X dio un resultado de 0 N en el eje Y 2195.9 N y en el eje Z un valor – 153.28 N. El análisis de las fuerzas de reacción nos indica que el sistema está sometido a una carga transversal en el eje Y, lo cual es equilibrada casi de manera exacta por ambas restricciones fijas, la ausencia de la fuerza en el eje X indica un equilibrio en el cual no existe una fuerza de restricción sobre ese eje. En el eje Z, las fuerzas opuestas en ese eje conforman un par que ayuda a equilibrar momentos verticales, ayudando a mantener su estado de rotación, las restricciones están trabajando de forma conjunta y equilibrada para mantener las condiciones de equilibrio estático.

Además, se observó en la tabla 4 los resultados de pares de reacción, en la restricción fija 1 en la magnitud de 202.013 N m, en el eje X dio un valor de 201.9 N m, en el eje Y dio un resultado de 0 N m, en el eje Z un valor de 2.8 N m. En la restricción fija 2 la magnitud de 196.3 N m, en el eje X dio un valor de – 196.2 N m, en el eje Y dio un valor de 0 N m, en el eje Z un valor de 2.8 N m, los pares de reacción indican que el sistema presenta un esfuerzo torsional considerable en torno al eje X, el cuál es resistido por ambas restricciones de manera opuesta pero equilibrada, los momentos en el eje Y, Z son mucho menores, lo cual sugiere que la rotación de estos ejes es poco significativa, pero no despreciable, lo que nos garantiza una estabilidad estructural y un diseño adecuado de los apoyos en condiciones de cargas reales, estos datos fueron calculados en base al acero 1020 estirado en frío, como se puede observar en la figura 3, las cargas fueron muy puntuales y entregándonos los datos ya mencionados, nos dan una funcionalidad aceptable en lo que respecta a los ejes.

Tabla 5. Análisis por elementos finitos, según la figura 4.

| Tabla de Simulación de Esfuerzos | | |
|----------------------------------|------------|-----------|
| Elemento | Mínimo | Máximo |
| Tensión Von Mises | 0.0010 MPa | 20.40 MPa |
| Primera Tensión | - 6.15 MPa | 22.43 MPa |
| Tercera Tensión | - 26.8 MPa | 5.15 MPa |
| Desplazamiento | 0 mm | 0.027 mm |
| Coefficiente de Seguridad | 12.7 su | 15 su |

Según la tabla 5 se observó el análisis de resultados de esfuerzos, donde la tensión Von Mises nos da un valor de tensión mínimo de 0.0010 MPa y el valor máximo de 20.40 MPa, luego para la primera tensión nos dio como resultado – 6.15 MPa en mínimo y un valor de 22.43 MPa como máximo, siguiendo, para la tercera tensión el valor mínimo nos dio – 26.8 MPa y el valor máximo no dio como resultado 5.15 MPa, respecto al desplazamiento en el primer valor como mínimo es de 0 mm y un valor máximo de 0.027 mm, por último el coeficiente de seguridad que en un valor mínimo dio de 12.7 su y en un valor máximo resultó de 15 su. La tensión de Von Mises

nos indica la falla por fluencia en cargas multiaxiales, el valor máximo está muy por debajo del límite de fluencia del material acero 1020, lo que indica que el componente opera dentro de un rango seguro, mientras que la primera tensión y la tercera tensión, nos reflejan valores en las zonas de compresión y tracción, siendo el más crítico en la tracción, aunque entra en los márgenes de seguridad del material. El desplazamiento máximo nos muestra una deformación mínima que denota alta rigidez y el coeficiente de seguridad es constante, lo que cumple con un margen de seguridad del material seleccionado.

El componente presenta bajos niveles de esfuerzos, deformación despreciable y un factor de seguridad adecuado, garantizando la confiabilidad en el servicio al momento de operar. Se puede observar en la simulación obtenida y que se presenta en la figura 3, que el sistema de rodillo está en color verde, lo que significa que no alcanza valores críticos que puedan dañar el eje, y está en concordancia con los resultados de las fórmulas analíticas.

En la segunda simulación realizada con el software Inventor, utilizando los mismos datos de la Tabla 4 y el material acero 1050, se obtuvieron resultados clave como una tensión de Von Mises de 20.94 MPa, un coeficiente de seguridad mínimo de 9.88 y un máximo de 15. Estos valores indican un comportamiento mecánico robusto del componente bajo las cargas aplicadas. El coeficiente de seguridad, que oscila entre 9.88 y 15, refleja un margen de seguridad significativamente alto, lo que sugiere que el diseño es altamente confiable y capaz de soportar cargas muy superiores a las esperadas en condiciones normales de operación. Un coeficiente mínimo de 9.88 implica que el componente podría resistir cargas casi 10 veces mayores antes de alcanzar su límite elástico, mientras que el valor máximo de 15 indica zonas del modelo donde el margen es aún más conservador. Esta amplia variación en los factores de seguridad puede deberse a la distribución no uniforme de tensiones, donde algunas áreas están menos solicitadas que otras. Aunque estos valores elevados garantizan una gran seguridad, también podrían señalar un posible sobredimensionamiento del material, lo que podría optimizarse para reducir costos o peso sin comprometer la integridad estructural. En aplicaciones industriales, un coeficiente de seguridad típico para aceros suele rondar entre 2 y 4, por lo que los resultados obtenidos dan un valor de 9.88 y 15 su, lo que podría considerarse excesivos, a menos que el componente esté sujeto a cargas dinámicas, impactos o entornos extremos que justifiquen dicho margen. El diseño actual es seguro, pero podría evaluarse la posibilidad de ajustar ciertos parámetros para lograr un equilibrio más eficiente entre seguridad, peso y costos.

Análisis por elementos finitos de la tabla 5 con el acero 1050 y el acero 1020 observando las clasificaciones de algunas zonas con colores mostradas en la figura 4 con acero 1050 y en la figura 5 con acero 1020.

se obtuvieron los siguientes resultados de la simulaciones en el software invento:

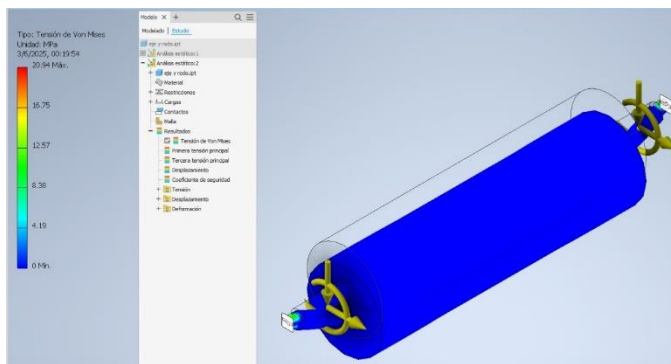


Figura 4. Tensión Von Mises en acero 1050

Se observó en la figura 4 la tensión de Von Mises donde los colores representan diferentes niveles de tensión, los valores asociados a cada zona representada con colores son: En la zona roja lleva un valor de 20.94 MPa lo que representa la tensión máxima esta zona es sometida a mayor carga o esfuerzo, donde el material está más cerca de su límite de resistencia, el color verde con el valor de 12.57 MPa con una tensión moderada, lo que indica que el material en estas áreas está soportando una carga significativa pero dentro de un rango seguro, el verde sugiere que el diseño está equilibrada en estas zonas, sin necesidad de refuerzos inmediatos, pero monitoriarlas si las cargas aumentan. En la zona de color azul oscuro representa una tensión 4.19 MPa, lo que indica que estas áreas del modelo están prácticamente libres de carga o deformación significativa. Esto sugiere y da a entender que es un modelo seguro para cargas estáticas con las fuerzas ingresadas al software ineventor mecionados en la tabla 4.

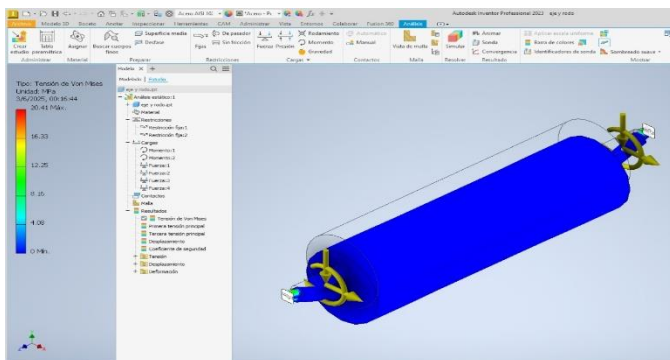


Figura 5. Tensión Von Mises en acero 1020

Se observó en la figura 5 la tensión de Von Mises donde los colores representan diferentes niveles de tensión, los valores asociados a cada zona con color son: El color en la zona roja lleva como valor de 20.41 MPa indica la tensión máxima, esta zona es sometida a mayor carga o esfuerzo, donde el material está más cerca de su límite de resistencia, el color en la zona verde tiene un valor de 12.25 MPa que corresponde a un nivel intermedio de tensión, el color en la zona azul con una tensión de 4.8 MPa, esto indica que estas áreas del modelo están prácticamente libres de cargas significativas. Esto sugiere y da referencia que es un modelo seguro para las cargas estaticas sustentadas de los valores de la tabla 4.

Referente a los comportamientos mecánicos de los componentes críticos de un sistema transportador de bagazo para una industria azucarera se presentaron los hallazgos clave del análisis de esfuerzos mecánicos en los rodillos de una transportadora de bagazo, centrándose en la comparación entre ejes de 50 mm y 70 mm fabricados con aceros 1020 y 1050. Los resultados mostraron que el eje de 50 mm presentó una deformación vertical menor de -0.0047 mm, en comparación con el de 70 mm de -0.0230 mm, lo que sugiere una mayor rigidez en condiciones de carga estática en acero 1020, sin embargo, el eje de 70 mm demostró ser más adecuado para aplicaciones dinámicas debido a su capacidad para distribuir tensiones y reducir concentradores de esfuerzo, lo cual es crítico en entornos industriales con cargas cíclicas y fatiga. En cuanto a los esfuerzos combinados de torsión y flexión, el eje de 50 mm registró valores más altos de 115.77 MPa y 179.14 MPa, respectivamente, en comparación con el de 70 mm de 42.07 MPa y 65.28 MPa, lo que indicó que el acero 1020 en el eje de 50 mm no cumplió con el factor de seguridad requerido, superando su resistencia a la fluencia. Por otro lado, el análisis de esfuerzos en cuñas reveló que el acero 1050 ofreció un mejor desempeño, con valores de corte y aplastamiento de 124.77 MPa y 399 MPa, dentro de los márgenes de seguridad, mientras que el acero 1020 excedió estos límites de 141.25 MPa y 452 MPa, lo que lo hizo menos viable para aplicaciones prácticas. Las simulaciones realizadas con Autodesk Inventor 2023 validaron estos resultados, mostrando que la tensión máxima de Von Mises para el acero 1020 fue de 20.40 MPa con un coeficiente de seguridad de 15 su, mientras que para el acero 1050 fue de 20.94 MPa con un coeficiente similar, confirmando la integridad estructural de ambos materiales, pero destacando la superioridad del acero 1050 en términos de durabilidad y resistencia. Además, se analizaron las fuerzas y pares de reacción en las restricciones fijas del sistema, demostrando un equilibrio adecuado en las cargas transversales y torsionales, lo que garantizó la estabilidad operativa del diseño propuesto. Los desplazamientos máximos fueron mínimos de 0.027 mm, lo que reflejó una alta rigidez del sistema, y los coeficientes de seguridad se mantuvieron dentro de rangos aceptables, respaldando la confiabilidad del diseño. Los resultados evidenciaron que el eje de 70 mm fabricado con acero 1050 es la opción más adecuada para el transporte de bagazo, al combinar una resistencia óptima con un comportamiento favorable bajo cargas dinámicas y condiciones abrasivas, estos hallazgos proporcionan un marco técnico sólido para futuras optimizaciones en el diseño de transportadoras de bagazo, con un potencial para mejorar la eficiencia y la durabilidad en la industria azucarera y otros sectores afines a este.

I. CONCLUSIONES

Finalmente, la investigación destaca la importancia de considerar no sólo los aspectos de resistencia mecánica, sino también factores como la rigidez estructural y el comportamiento bajo cargas dinámicas en el diseño de sistemas transportadores industriales, particularmente cuando manejan materiales abrasivos como el bagazo de caña. Los datos presentados proporcionan una base técnica sólida para futuras optimizaciones del sistema, incluyendo posibles estudios sobre vida útil bajo fatiga, análisis de desgaste en condiciones reales de operación, y evaluación de materiales alternativos que

puedan ofrecer mejores relaciones costo-beneficio sin sacrificar el desempeño mecánico. La investigación sienta así las bases para el desarrollo de transportadoras más eficientes y confiables en la industria azucarera, contribuyendo a mejorar la productividad de este importante sector económico.



Figura 6. Transportadora de bagazo

La figura 6 nos indica en como se visualiza los ejes y los rodillos montados en la transportadora de bagazo, esta presenta un diseño optimizado que integra los resultados del análisis estructural y las mejoras identificadas durante la investigación, mostrando un sistema robusto y eficiente para el manejo de materiales en la industria azucarera, donde los componentes principales incluyen rodillos de acero 1020 y 1050 para la simulación en Inventor 2023 y el acero 1050 para el método de cálculos teóricos que superan a los materiales convencionales, enfocándose más en el acero 1020, con un arreglo geométrico cuidadosamente calculado para garantizar el flujo continuo del bagazo mientras se minimizan los puntos críticos de tensión, dejando el mismo sistema de transmisión que asegura una operación suave y estable bajo cargas variables, con soportes estructurales reforzados que distribuyen eficientemente las fuerzas operativas a lo largo de toda la estructura, destacándose la integración de elementos modulares que facilitan el mantenimiento y permiten adaptaciones según los requerimientos específicos de cada ingenio, donde la selección de materiales especializados para las partes sometidas a mayor desgaste refleja el análisis preciso de durabilidad realizado durante el estudio, presentando una solución técnica completa que combina los principios de ingeniería mecánica con las necesidades prácticas de la industria, demostrando en su configuración final cómo se resolvieron los desafíos identificados en los sistemas tradicionales mediante la implementación de un diseño innovador que optimiza el rendimiento operativo mientras garantiza fiabilidad a largo

plazo, con características específicas como superficies tratadas para reducir inconvenientes en el sistema, incorporando además consideraciones ideales para facilitar las operaciones de mantenimiento, donde cada detalle del diseño evidencia el enfoque integral aplicado durante la investigación que combinó análisis teóricos, simulaciones con el programa Inventor 2023 y validación práctica, resultando en un equipo industrial que supera significativamente las capacidades de los transportadores convencionales al ofrecer mayor capacidad de manejo de material, menor consumo energético y una vida útil extendida, ya que con este diseño se considera una mayor durabilidad en sus componentes, representando así una contribución valiosa para la modernización de los procesos en la industria azucarera, con potencial de aplicación en diversos contextos productivos donde se requiera el transporte eficiente de materia de los derivados del azúcar, estableciendo un nuevo estándar en el diseño de este tipo de equipos mediante la aplicación de metodologías de ingeniería que aseguran tanto el desempeño óptimo como la rentabilidad operativa a largo plazo, demostrando cómo la investigación puede generar soluciones concretas que impactan positivamente la productividad dentro de la industria.

II. REFERENCIAS

- [1] José, M. P. M. (2000). Secado de bagazo y su importancia para la cogeneración de energía en la industria azucarera. P.1
- [2] Xavier, D. G. E. (2019a). "Determinación de los parámetros de diseño de un transportador de banda para la agroindustria de granos." P.16
- [3] Jorge, S. M. (2016). Análisis para la implementación de una banda transportadora para minería en el circuito de chancado de Cia Minera Maperú. P.22
- [4] Agustín, T. M. E. (2024). Diseño y análisis estructural de una banda transportadora de pesos para una empresa de alimentos empleando Softwares de ingeniería. P.37-38
- [5] FAJARDO RODRIGUEZ, H. E., VANEGAS CASALLAS, O. H., CORPORACION UNIVERSITARIA AUTONOMA DE OCCIDENTE, DIVISION DE INGENIERIAS, & PROGRAIA DE INGENIERIA MECANICA. (1994). CALCULO y DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR INCLINADO DE BANDA y RODILLOS. P.29
- [6] Cálculo y diseño del sistema de accionamiento de una cinta transportadora horizontal - Universidad de Zaragoza Repository. (2020). P.80-110
- [7] Gears, B. (2024, March 15). Types of shafts.
- [8] ANÁLISIS TEÓRICO y SIMULADO DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE EN BARRAS RECTANGULARES y EJES REDONDEADOS SOMETIDOS a ESFUERZOS DE TENSIÓN. (2018). P.3
- [9] ARO Eleven Marketing Digital. (s. f.-b). Chute Donelly ahora tendrá una medición de nivel continuo - 4 a 20 mA | Authomathika. Authomathika. P.1
- [10] uDocz. (2025). Diseño de elementos de maquinas Robert L Mott 4ta ed. uDocz. Apéndice 3 A-6