



Diseño mecánico de una banda transportadora con cinta de Möbius

Tesis de grado presentada por

Diego Pinto Almario

Dirigido por

M.Sc. José Tomas Buitrago Molina

Escuela de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería

Universidad del Valle

Santiago de Cali, Colombia

2024



Diseño mecánico de una banda transportadora con cinta de Möbius

Acta de aprobación

Autor

Diego Pinto Almario

Código 1841942

Director

M.Sc. José Tomas Buitrago Molina

Profesor de la Escuela de Ingeniería Eléctrica y Electrónica

Escuela de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería

Universidad del Valle

Santiago de Cali, Colombia

2024



Diseño mecánico de una banda transportadora con cinta de Möbius

Nota de aceptación

Aprobado por el comité de trabajos de grado, en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle, para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Firma del jurado 1

Firma del jurado 2

RESUMEN

Se evaluó la viabilidad de implementar una banda transportadora con geometría de Möbius en lugar de la convencional, analizando sus posibles impactos y ventajas en el mercado actual. El estudio abarcó el diseño de la máquina, la estimación de costos y la evaluación de su viabilidad técnica. Como escenario para la aplicación de esta banda, se seleccionó la mina de carbón más grande del país, El Cerrejón, ubicada en La Guajira. Los resultados indicaron que, desde un punto de vista económico, la banda con esta geometría no ofrece una ventaja significativa ($< 1\%$). Además, su uso está limitado a transportadores que tengan una relación de al menos 1:15 entre el ancho de la banda y la longitud del giro.

PALABRAS CLAVE: Banda transportadora, cinta de Möbius, viabilidad técnica, relación ancho de banda / longitud del giro, diseño a flexión y torsión.

ABSTRACT

The feasibility of implementing a conveyor belt with Möbius geometry instead of the conventional one was evaluated, analyzing its possible impacts and advantages in the current market. The study included the design of the machine, cost estimation and evaluation of its technical feasibility. The largest coal mine in the country, El Cerrejón, located in La Guajira, was selected as the scenario for the application of this belt. The results indicated that, from an economic point of view, the belt with this geometry does not offer a significant advantage ($< 1\%$). Furthermore, its use is limited to conveyors with a ratio of at least 1:15 between belt width and turn length.

KEYWORDS: Conveyor belt, Möbius belt, technical feasibility, belt width/-turnover length ratio, bending and torsional design.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, deseo expresar mi profundo agradecimiento a Dios y a mi familia, especialmente a mi madre, quien se convirtió en mi refugio en el momento en que más lo necesitaba. Sin duda, este logro es también suyo.

Quiero extender mi gratitud a la Universidad del Valle y a todos sus miembros, desde el personal de limpieza hasta la administración y los profesores, aquellos que con su trabajo fomentan el aprendizaje y combaten la ignorancia, recordando las palabras de Isaac Newton: "Si he logrado ver más lejos, ha sido porque he subido a hombros de gigantes". Un agradecimiento especial a mi director de tesis, el profesor Tomás Buitrago, por su constante apoyo y dedicación para sacar adelante este proyecto. También agradezco al profesor Jairo Valdés, quién me guió en los primeros pasos de este proyecto, y me empujó a seguir adelante cuando diversas situaciones hacían que volviera sobre mis pasos. Gracias.

A mis amigos y compañeros de estudio, aquellos guerreros que me acompañaron a lo largo de estos años, les agradezco sinceramente por estar siempre presentes.

Por último, aunque no menos importante, deseo agradecerme a mí mismo. A pesar de las dificultades del proceso y de las piedras que encontré en el camino, siempre supe tomar atajos para evitar quedarme rezagado.

Índice general

Índice de figuras

Índice de tablas

1. Introducción.	1
1.1. Marco contextual.	1
1.2. Identificación y establecimiento del problema.	1
1.3. Justificación	2
2. Objetivos	4
2.1. Objetivo general	4
2.2. Objetivos específicos	4
3. Marco teórico	5
3.1. Estado del arte	5
3.2. Bandas transportadoras	6
3.3. Partes de una banda transportadora	7
3.4. Consideraciones del diseño de la banda transportadora	8
3.5. Capacidad de carga, ancho y velocidad de la banda transportadora	9
3.6. Tensión de la banda y potencia	10
3.6.1. Potencia necesaria del motor	12
3.7. Relaciones de la polea motriz	12
3.7.1. Factor de envoltura C_W	13
3.8. Relaciones de tensión y pandeo de la banda entre los rodillos	13
3.8.1. Tensión del lado flojo T_2	14
3.9. Análisis de tensiones en la banda transportadora convencional	14
3.10. Poleas motrices y no motrices	16
3.10.1. Longitud del tensor	18
3.10.2. Fuerzas sobre las poleas y características de ejes	18
3.11. Rodillos	22
3.11.1. Vida útil de los rodillos:	23

3.11.2. Espaciado entre rodillos:	24
3.11.3. Longitud de transición	24
3.12. Selección de la banda	25
3.12.1. Resistencia a tracción mínima	25
3.12.2. Espesor de los recubrimientos	26
3.13. Efecto de la cinta de Möbius en la banda transportadora	26
3.13.1. Longitud del giro de 180°	27
3.13.2. Esfuerzos de la banda transportadora con cinta de Möbius . .	27
4. Procedimiento de diseño	30
4.1. Especificaciones de desempeño	30
4.2. Análisis del diseño	32
4.3. Selección del diseño	33
4.4. Diseño detallado	34
4.4.1. Ancho de banda, velocidad lineal del transportador, capacidad de carga, sección transversal de carga	35
4.4.2. Tensiones sobre la banda, potencia, selección del motor, factor de envoltura y pandeo de la banda entre rodillos	35
4.4.3. Referencia de la banda textil seleccionada	38
4.4.4. Selección de poleas, longitud del tensor y tensiones en las poleas	39
4.4.5. Rodillos y longitud de transición	54
4.4.6. Longitud del giro de 180°	59
4.4.7. Esfuerzos sobre el giro de 180° de la banda transportadora . .	60
5. Estimación de costos para su construcción	65
6. Viabilidad técnica	67
6.1. Requisitos del proyecto	67
6.2. Viabilidad económica	67
7. Conclusiones	69
8. Trabajos futuros	71
Referencias	72
Anexos	76

Índice de figuras

1.1. Árbol de problemas	2
3.1. Transportadora para material caliente usando una cinta de Möbius	5
3.2. Esquema de una banda transportadora convencional	8
3.3. Esquema de arreglo típico de una polea motriz en una banda transportadora	12
3.4. Esquema de un transportador inclinado con una polea motriz	15
3.5. Diagrama de cuerpo libre del eje con cambio de sección	21
3.6. Altura de desalineamiento del rodillo IML	23
3.7. Longitud de transición con polea terminal sin elevar	25
3.8. Diagrama de cuerpo libre del giro de 180° en la banda	28
4.1. Polea de cola autolimpiante	33
4.2. Diagrama de cuerpo libre de la polea de ajuste o tensora por gravedad	40
4.3. Esquema del camino de retorno de la zona de descarga junto con el sistema de ajuste de tensión por gravedad	42
4.4. Diagrama de cuerpo libre de una polea motriz con ángulo de contacto con la banda mayor que 180° , con inclinación θ_1 y con polea de contracurvado (que forma el ángulo θ_2)	46
4.5. Diagrama de cuerpo libre de una polea de cola con ángulo de contacto con la banda de 180° y con inclinación θ	48
4.6. Diagrama de cuerpo libre de la polea de desvío inferior a (izquierda) y superior b (derecha) con inclinación (que forma el ángulo θ)	49
4.7. Diagrama de cuerpo libre de una polea de contracurvado con inclinación θ_1 y ángulo θ_2 correspondiente al que forma con la polea motriz de la figura 4.4	52
4.8. Estación de carga compuesta por tres rodillos de igual longitud situados en forma de artesa (terna), con sus dimensiones acotadas	55
4.9. Esquema de rodillo de retorno de tipo plano, con sus dimensiones acotadas en milímetros	56
4.10. Esquema de rodillo de retorno de tipo plano, con sus dimensiones acotadas en pulgadas	57

4.11. Esquema de rodillo de carga autoalineante, con sus dimensiones acotadas en pulgadas	58
4.12. Esquema del rodillo de retorno usado como apoyo vertical del centro en el giro de la banda, con sus dimensiones acotadas en pulgadas . . .	59
4.13. Estructura del mallado de la geometría de la zona de giro de 180° . .	60
4.14. Esfuerzos de torsión en la zona del giro de la banda obtenidos de la simulación en ANSYS Workbench	61
4.15. Esfuerzos de torsión máximos y mínimos de la zona del giro según su longitud	62
4.16. Esfuerzos de flexión máximos de la zona del giro según su longitud . .	64

Índice de tablas

3.1.	Ancho de la polea en función del ancho de banda (mm)	17
3.2.	Diámetros comerciales de poleas motrices (mm)	17
3.3.	Diámetro de las poleas no motrices según su tipo en función del diámetro de la polea motriz (mm)	17
3.4.	Máxima tensión de la banda (PIW) según el ángulo de contacto entre la banda y la polea y el diámetro de la polea	19
3.5.	Capacidades de carga en lbf para combinaciones de eje y poleas según el diámetro del eje, la distancia entre centros de chumaceras menos el ancho de cara (denominado N), y el ancho de cara de la polea	19
3.6.	Valores estandarizados del brazo del momento torsor medido hasta el centro de las chumaceras A, según el diámetro del eje	20
3.7.	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga k_f según la dureza del acero del eje y el tipo de cuña	21
3.8.	Diámetro y longitud de cada uno de los tres rodillos de retorno de la artesa y del rodillo de carga plano según el ancho de banda.	23
3.9.	Longitudes de transición en poleas terminales para bandas con tejido sintético (EP) y ángulo de terna de 35° según el ancho de banda . . .	25
3.10.	Espesores recomendados para los recubrimientos en milímetros (superior/inferior) en bandas textiles para materiales muy abrasivos, según el tamaño de los trozos y el tiempo de recorrido	26
4.1.	Especificaciones del diseño según su tipo	31
4.2.	Porcentaje de relevancia de las especificaciones de diseño de acuerdo a su tipo	31
4.3.	Porcentaje de relevancia de los aspectos de diseño	32
4.4.	Porcentaje de relevancia de los aspectos económicos	32
4.5.	Porcentaje de relevancia de los aspectos ambientales	32
4.6.	Características del coke metalúrgico salido del horno	34
4.7.	Ficha técnica de la banda transportadora EP500/4 (7+7) W	39
4.8.	Tensiones T_{ra1} y T_{ra2} de la polea de ajuste, según los parámetros que conforman las ecuaciones 3.19, 3.20 y 3.21	43

4.9. Ficha técnica de la polea de ajuste	44
4.10. Ficha técnica de la polea motriz	46
4.11. Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea motriz	47
4.12. Deflexión del eje para la polea motriz según la ecuación 3.30	47
4.13. Tensiones T_{cpr} y T_{rpr} de la polea de reenvío, según los parámetros que conforman las ecuaciones 3.16 y 3.19	48
4.14. Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de reenvío	48
4.15. Deflexión del eje para la polea de reenvío según la ecuación 3.30	49
4.16. Ficha técnica de las poleas de desvío	50
4.17. Tensiones T_{rda1} y T_{rdb2} de la polea de desvío inferior a y superior b, según los parámetros que conforman la ecuación 3.19	50
4.18. Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de desvío inferior a	51
4.19. Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de desvío superior b	51
4.20. Deflexión del eje para ambas poleas de desvío inferior y superior según la ecuación 3.30	52
4.21. Ficha técnica de la polea de contracurvado	53
4.22. Tensiones T_{rc1} y T_{rc2} de la polea de contracurvado, según los paráme- tros que conforman la ecuación 3.19	53
4.23. Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de contracurvado	53
4.24. Deflexión del eje para la polea de contracurvado según la ecuación 3.30	54
4.25. Dimensiones de la estación de carga CEMA C5-35TE-54SB en pulgadas	56
4.26. Dimensiones del rodillo de retorno plano D5-R-54SB estándar en milíme- tros	56
4.27. Dimensiones de la estación de rodillos de impacto en artesa a 35° de referencia C5-35TEI-54SB en pulgadas	57
4.28. Dimensiones de la estación de rodillos de impacto en artesa a 20° de referencia C5-20TE-54SB en pulgadas	57
4.29. Dimensiones de la estación de rodillos de carga autoalineante en artesa a 30° de referencia C5-35TESA-54SB en pulgadas	58
4.30. Dimensiones del rodillo de retorno usado como apoyo vertical del cen- tro en el giro de la banda de referencia E6-R-78SB en pulgadas	59

4.31. Comparación de los esfuerzos por torsión obtenidos mediante la solución analítica y la simulación hecha por análisis de elementos finitos en ANSYS	61
5.1. Costos de los componentes de la banda transportadora con cinta de Möbius	65

Capítulo 1

Introducción.

1.1. Marco contextual.

En diferentes tipos de industrias, como las extractivas, siderúrgicas o de fertilizantes, se requiere transportar material de un lugar a otro, para cumplir dicha función, se crearon las primeras bandas transportadoras a finales del siglo XVIII [1].

A pesar de su antigüedad, el principio básico de funcionamiento no ha cambiado [1], por ejemplo, hasta la fecha se han implementado diversas modificaciones de potencia del motor o de la longitud de la banda, sin embargo, el diseño de montaje de una cinta común compuesta de dos caras, se conserva.

Por otro lado, la cinta de Möbius a diferencia de la cinta tradicional, es una superficie de una sola cara que se forma cuando se unen los extremos de una tira después de darle media vuelta. Fue creada en 1868, por el matemático y astrónomo alemán August Ferdinand Möbius [2].

Este proyecto se enfocará en el diseño mecánico simulado junto con la estimación de costos de construcción, de una banda transportadora con cinta de Möbius, validando si para el mercado actual es más rentable este tipo de geometría con respecto a la tradicional.

1.2. Identificación y establecimiento del problema.

Actualmente, las cintas usadas en las bandas transportadoras cuentan con dos caras, una de ellas estará expuesta a un mayor desgaste acumulativo que la otra, esto debido a que la cara superior (donde se coloca el material que será transportado), es propensa a daños como los ocasionados por el mismo objeto de transporte (daño por impacto), por factores climáticos del ambiente en el que se encuentra la banda, entre otras acciones abrasivas extremas; mientras que la cara inferior se encuentra más protegida, debido a que no tendrá un contacto directo con el material de transporte, su desgaste viene dado mayoritariamente por la fricción con los rodillos y poleas.

Al implementar un diseño del transportador con cinta de Möbius, debido a que cuenta con una sola cara, puede aumentar la vida útil del mecanismo en comparación con la cinta de geometría tradicional, debido a que la cara siempre es la misma y por lo tanto, el impacto del desgaste siempre será recibido por la misma cara, que se mantendrá intercambiando entre el lado superior e inferior de la banda, afectando de igual manera a toda la geometría de la cinta, es decir, se reparte el desgaste [3].

Por último, se tiene que ciertos materiales a granel suelen quedarse adheridos a la banda después de la descarga, esto se debe a las características del mismo, como por ejemplo su humedad. Este problema crea un entorno de trabajo sucio, generando desalineación en la banda y un desgaste excesivo en los rodillos y poleas, debido a que el material adherido se introduce en el tren de rodaje [3] [4], provocando que se deba realizar un mantenimiento de manera más frecuente, lo que implica mayores tiempos de parada y pérdida de dinero para la industria.

Así pues, la figura 1.1 muestra en resumen, los problemas a los que se plantea dar solución con el desarrollo de este documento:

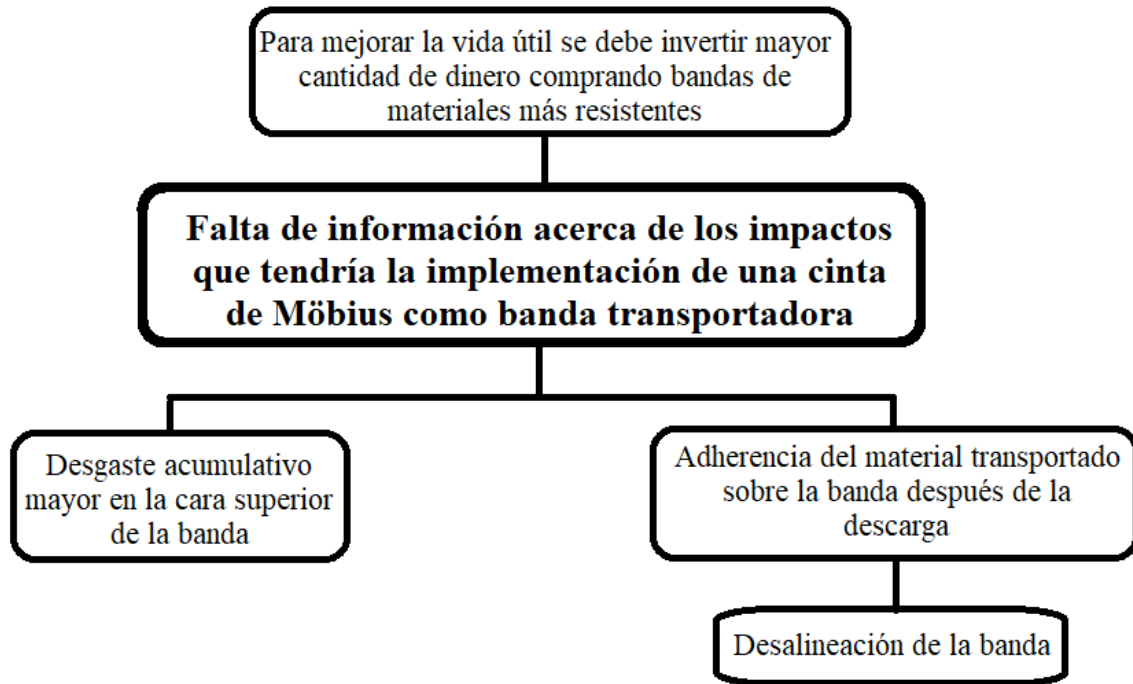


Figura 1.1: Árbol de problemas
Fuente: Autor

1.3. Justificación

La propuesta del diseño mecánico de la banda transportadora con cinta de Möbius, pretende explorar los impactos que tendría la implementación de este tipo de cinta, por ejemplo, podría darle solución a el problema de adherencia del material que causa desgaste en componentes y desalineación de la banda [4], además, un punto fuerte es el supuesto intuitivo que indica que se podría aumentar la vida útil de la misma, generando así favoritismo en el mercado, dado que, entre las formas más comunes de falla de este mecanismo con cinta tradicional, se encuentra el desgaste de la capa superior, producto de acciones abrasivas como agentes externos contaminantes.

En la actualidad, para evitar este inconveniente, se suele sugerir en el mercado que se obtenga una cinta transportadora de un material más resistente, lo que conlleva a invertir mayor cantidad de dinero, mientras que, de determinarse la viabilidad del sistema con una cinta de Möbius, al tener una sola cara el desgaste será igual en toda la geometría de la cinta.

Por otro lado, se pretende realizar a su vez una adopción tecnológica de la banda con cinta de Möbius, dado que se tiene registro de una patente del año 1957, la cual muestra el diseño de una transportadora de material a altas temperaturas usando este tipo de cinta [5]. El objetivo de este diseño era lograr que, al tener una sola cara de contacto todo el tiempo, pudiera tener más tiempo la banda para enfriarse, así pues, se llevaba el material caliente y una vez se realizaba la descarga, esta cara daba un giro longitudinal de 180° y se convertiría en la cara interna, donde tendría contacto con las poleas y no con el material, dándole tiempo de disminuir su temperatura.

Capítulo 2

Objetivos

2.1. Objetivo general

Diseñar una banda transportadora con cinta de Möbius.

2.2. Objetivos específicos

- Definir los aspectos físicos, geométricos y mecánicos de diseño, que permitan el funcionamiento de la banda transportadora con cinta de Möbius.
- Determinar la viabilidad técnica de una banda transportadora con cinta de Möbius.
- Realizar el análisis de costos de construcción que tendría el sistema transportador con banda de Möbius.

Capítulo 3

Marco teórico

3.1. Estado del arte

En 1957 James Trinkle patentó una transportadora para material caliente (número de patente 2784834), basada en la geometría de la cinta de Möbius [5]. Es debido a este primer diseño que el proyecto tendrá una adopción tecnológica, dado que han pasado más de 60 años desde este invento. En la figura 3.1 se observa que el giro de la cinta de Möbius se realiza entre los pares de rodillos 36-37 y 38-39, usando un par de rodillos auxiliares (33 y 34).

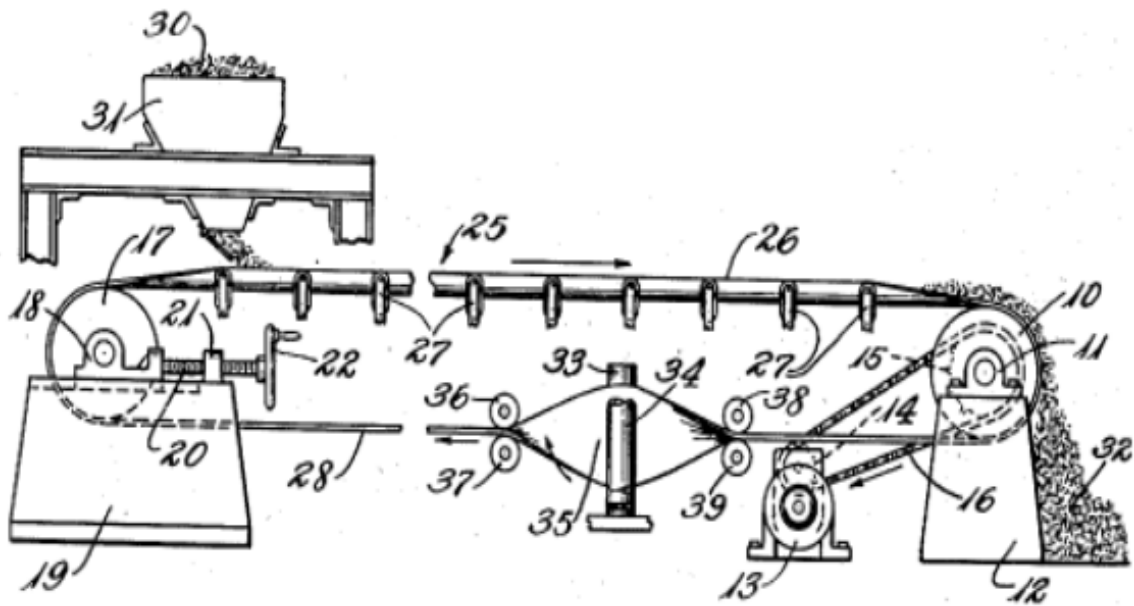


Figura 3.1: Transportadora para material caliente usando una cinta de Möbius
Fuente: United States Patent Office [5]

Además de este diseño, en el año 1956 John Nigra y su grupo de trabajo ya habían patentando un aparato para girar las cintas transportadoras [6] (US2732058), este presentaba una disposición de poleas en el camino de retorno que realizaba dos giros de 180° , cada uno en la zona de carga y descarga. Basados en este diseño, se tuvieron otras dos patentes: Lester Erickson en el año 1961 presentaba el diseño de una banda transportadora con número de patente 2979187 [7], y Walter Mordstein en el año 1964 presentó un arreglo de un accesorio que ayudaba a invertir los lados de la cinta

en transportadores sin fin, con número de patente 3139970 [8], ambas patentes con la particularidad de presentar dos giros de 180° en vez de uno.

En el año 2018, Miguel Ladino, estudiante de pregrado de ingeniería mecánica de nuestra universidad, diseñó una banda transportadora aero soportada, la cual, a diferencia de la banda de rodillos, se soporta sobre una película de aire, esto con el objetivo de minimizar la contaminación ambiental que se da en bandas transportadoras tradicionales, producida por el polvo [9].

3.2. Bandas transportadoras

La primera cinta usada para el transporte fue creada en 1795, por Oliver Evans en Estados Unidos, era una cinta descendente automotriz, fue hecha de cuero y transportaba granos [10].

Según Streets [11], las primeras instalaciones documentadas de bandas transportadoras tuvieron lugar en el año 1868, en unos graneros de Liverpool, Reino Unido. Los rodillos usados en ese entonces tenían extremos acampanados para que formaran un canal, lo que provocaba que la banda se desgastara rápidamente, dado que esta entraba en contacto con los rodillos a diferentes velocidades lineales. Debido a esto, se empezaron a usar rodillos planos que permiten un menor desgaste, pero tienen menos capacidad de carga [1], debido a esto, en el diseño propuesto en este documento, no se optará por seleccionar este tipo de rodillos.

Según Fayed y Skocir [12], el primer transportador con rodillos se usó en una mina de hierro de Ogden, Nueva Jersey, en el año 1891, incluso afirman que Thomas Edison participó en el diseño de los rodillos. Por otro lado, Streets [11] afirma que los rodillos fueron inventados por Thomas Robbins en 1885.

Durante la primera guerra mundial el precio del caucho se disparó, trayendo como consecuencia que, en la fabricación de las bandas transportadoras no hubiese la capa intermedia hecha por este material, por lo que se usó algodón de tejido solido, que era propenso a romperse, absorbía humedad y carecía de flexibilidad [11].

Tras culminar la primera guerra mundial en el año 1918, el caucho volvió a ser un material económicamente asequible, por lo que las bandas hechas de algodón con capa intermedia de caucho se popularizaron por todo el mundo, permitiendo instalaciones más largas (hasta 2 km) y con mayor potencia mecánica [1].

En 1960 se implementaron las primeras bandas hechas con fibras sintéticas, estas lograron un aumento de resistencia considerable comparadas con su antecesor, permitiendo de esta manera, tener en la actualidad bandas de decenas de kilómetros de longitud [1], este tipo de material será el seleccionado en el diseño propuesto de la banda con cinta de Möbius, debido a su economía y durabilidad.

Actualmente, la definición para la banda transportadora la describe como una banda larga de caucho, que se extiende alrededor de varias poleas, avanzando a determinada velocidad cargando una cantidad específica de material [13].

Es uno de los equipos más usados en la industria para el manejo de material a granel, dado que es económica y confiable. En los últimos años, debido a que el sistema cumple con las normas ambientales, se ha vuelto el favorito entre los demás

transportadores del mercado [14]. También cuentan con un mantenimiento de poca frecuencia y con alta capacidad de carga [15].

Las bandas transportadoras han demostrado tener la capacidad de transportar todo tipo de materiales, desde grandes minerales, pasando por polvo húmedo, llegando incluso a llevar alimentos o productos farmacéuticos. Entre los sistemas transportadores, las bandas son las que operan con menor costo de transporte, de mantenimiento y de energía por tonelada [13]. También es menor el riesgo de accidentes laborales en relación a otros medios usados para transportar materiales [10].

3.3. Partes de una banda transportadora

Cada banda transportadora usada para transportar material a granel se compone de seis elementos principales [13]:

1. La banda: Superficie móvil que transporta el material.
2. Las poleas: Soportan, mueven y controlan la tensión de la banda.
3. La propulsión: Brinda la energía necesaria para generar el movimiento.
4. La estructura: Soporta los componentes.
5. Los sistemas de soporte para bandas: Soportan los tramos de carga y retorno de la banda.
6. Los sistemas de transferencia: Cargan o descargan el material transportado.

Además de estos elementos, también existen componentes auxiliares, cuya función es mejorar la operación del sistema, como los limpiadores de banda, detectores de metales, sellos para el polvo e interruptores de seguridad. El extremo de la banda en donde se descarga el material se llama cabeza, el otro extremo se llama cola [13].

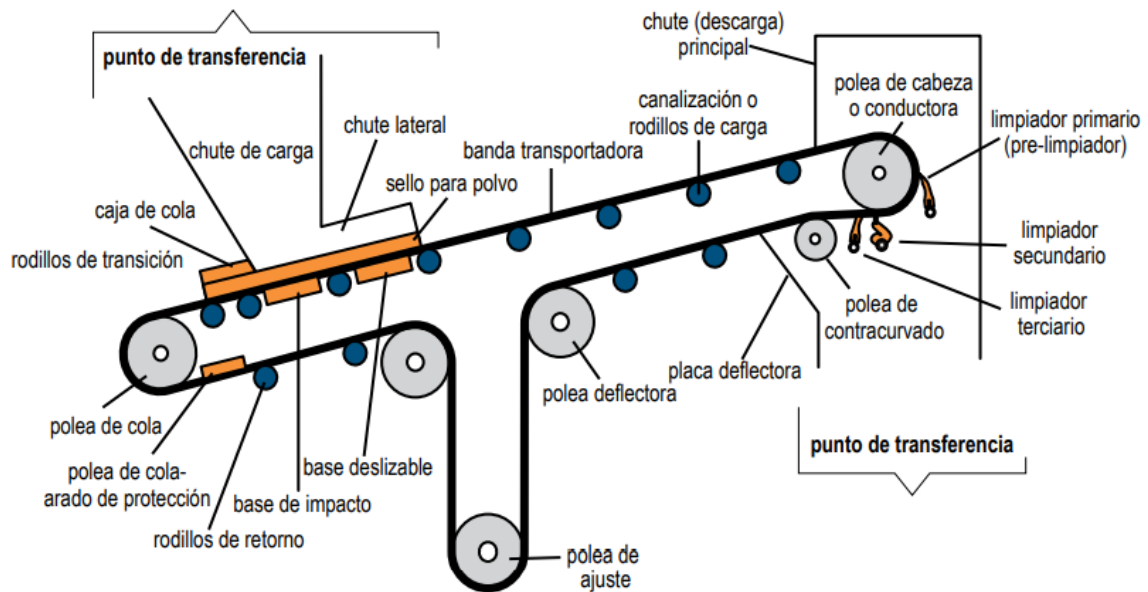


Figura 3.2: Esquema de una banda transportadora convencional
Fuente: Martin Engineering Company [13]

La figura 3.2 muestra el esquema de los componentes de un sistema de banda transportadora convencional. Los componentes giratorios se montan en bastidores y se soportan con una estructura llamada larguero, la cual generalmente está hecha de acero. La polea conductora se hace girar generalmente por motores eléctricos, cabe recalcar que el motor puede ubicarse en cualquier punto a lo largo del sistema [13].

En la figura 3.2 se observa también una polea de ajuste, esta es un dispositivo tensionador, su función es sostener un peso que logra mantener tensa la banda contra la polea conductora, conservando así la tensión en el sistema. Este peso se conoce también como ajuste de gravedad, se instala cerca a la polea motriz en el lado de retorno de la banda, las poleas deflectoras se usan para dirigir dicha banda hacia la polea de ajuste. La polea de contracurvado se coloca después de la polea de cabeza, en el lado de retorno de la banda, y su función es aumentar el contacto de la banda con esta polea. Generalmente, la carga se pone en el extremo de la cola, es por ello que esta zona se conoce como la de carga, y al extremo opuesto se le llama la zona de descarga [13].

3.4. Consideraciones del diseño de la banda transportadora

Como se ha mencionado anteriormente, existen diversos tipos de montaje de bandas transportadoras, los cuales dependen básicamente de la tarea que van a desarrollar. Algunos incluso se fabrican para resolver problemas únicos existentes en una industria, sin embargo, bajo cualquier caso, los criterios a considerar en su diseño determinarán el éxito o el fracaso del sistema [13].

El desempeño adecuado en el diseño se basa en comprender las características del material que se va a transportar, y de la consideración de su comportamiento

mientras se mueve junto a la banda. Entre las características importantes del material a la hora de realizar el diseño se tienen [14]:

- Ángulo de reposo: Ángulo agudo que forma la pila de material de forma libre con la horizontal.
- Ángulo de sobrecarga: Ángulo con la horizontal que adopta la superficie del material mientras está en reposo sobre la cinta en movimiento. Suele ser entre 5 y 20 grados menos que el ángulo de reposo.
- Fluidez: Medida por los ángulos anteriores, determina la sección transversal de carga de material que puede transportar la cinta de forma segura. Este aspecto depende del tamaño y la forma de los grumos o partículas del material, de su rugosidad y humedad.

Además, se deben tener en cuenta aspectos como el peso por pie cúbico del material, su abrasividad, su acción química corrosiva y su temperatura [14]. En el anexo A se encuentran algunas de las características más relevantes de los materiales, como la fluidez, el ángulo de sobrecarga y el ángulo de reposo.

3.5. Capacidad de carga, ancho y velocidad de la banda transportadora

La capacidad de carga de la banda es limitada por el ancho y la velocidad de la misma [13], es por ello que en esta sección se unen los 3 aspectos de diseño.

Las bandas transportadoras comunes para materiales a granel varían en ancho de 12 pulgadas a 120 pulgadas, con bandas de 200 pulgadas de ancho, usadas en aplicaciones de gránulos de mineral de hierro [13].

De acuerdo a la CEMA [14], en el mercado podemos encontrar referencias de 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 72, 84 y 96 pulgadas.

Dependiendo del tamaño de las partículas, la fluidez, el ángulo de reposo, la abrasividad y composición de los materiales, se asigna un código basado en letras y números para describir el material [14], en el anexo B se encuentra la tabla que describe la clase de material según su código.

La velocidad de la banda depende en gran medida de las características del material que se va a transportar. CEMA en su libro *Belt Conveyor for Bulk Materials (5th ed 2002)* [14] en la tabla 4.1 muestra velocidades máximas y ancho de banda recomendados según el tipo de material a transportar.

La capacidad de la cinta transportadora depende del ángulo de sobrecarga del material que se transporta, de la inclinación de los rodillos de carga, de la velocidad lineal y del ancho de banda. CEMA en la tabla 4.3 [14] indica la capacidad de la banda y la sección transversal de carga a una velocidad de 100 ft/min, según el ancho de banda y el ángulo de sobrecarga del material, aplicado para el caso de rodillos en terna a 35°.

3.6. Tensión de la banda y potencia

De acuerdo a CEMA [14], la potencia requerida en la transmisión de una banda transportadora viene dada por la ecuación:

$$hp = \frac{T_e * V}{33000} \quad (3.1)$$

Donde:

T_e : Tensión efectiva (lbf)

hp : Potencia (HP)

V : Velocidad de la banda (ft/min)

La tensión efectiva es la sumatoria de todas las tensiones que actúan sobre la banda transportadora [14]:

$$T_e = LK_t(K_x + K_yW_b + 0,015W_b) + W_m(LK_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac} \quad (3.2)$$

Donde:

L : Longitud del transportador (ft)

K_t : Factor de corrección de la temperatura ambiente (ver anexo C)

K_x : Factor de resistencia al giro de los rodillos (lbf/ft) (ver ecuación 3.3)

K_y : Factor de resistencia a flexión de la banda sobre los rodillos (ver anexo D)

W_b : Peso de la banda por unidad de longitud (lbf/ft)

W_m : Peso del material que se va a transportar por unidad de longitud de banda (lbf/ft) (ver ecuación 3.4).

H : Distancia vertical del material que será subido (+) o bajado (-) (ft)

T_p : Tensión resultante de la resistencia a la flexión de la banda en las poleas, y la resistencia a la rotación de los rodamientos de las poleas, totalizado para todas las poleas (lbf) (ver anexo E)

T_{am} : Tensión resultante de la fuerza para acelerar el material continuamente a medida que se alimenta a la banda (lbf) (ver ecuación 3.5)

T_{ac} : Tensión resultante de los accesorios del transportador (lbf)

Factor de resistencia K_x :

$$K_x = 0,00068(W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i} \quad (3.3)$$

Donde:

S_i : Espacio entre rodillos (ft)

A_i : Tensión de la banda o fuerza requerida para vencer la resistencia a la fricción y hacer girar los rodillos (lbf)

$A_i = 1,5$ si el diámetro del rodillo es de 6 in, CEMA C6, D6

$A_i = 1,8$ si el diámetro del rodillo es de 5 in, CEMA B5, C5, D5

$A_i = 2,3$ si el diámetro del rodillo es de 4 in, CEMA B4, C4
 $A_i = 2,4$ si el diámetro del rodillo es de 7 in, CEMA E7
 $A_i = 2,8$ si el diámetro del rodillo es de 6 in, CEMA E6

Los valores de A_i anteriormente presentados son válidos para bandas transportadoras que tengan una velocidad máxima de 1000 ft/min.

Factor de resistencia K_y :

Este factor depende de los pesos de la banda y del material por longitud de banda, de la longitud del transportador, de la inclinación del mismo con respecto a la horizontal y del espaciado entre rodillos de carga. CEMA [14] proporciona dos tablas para encontrar el valor de este factor de carga, en el anexo D encontramos en primer lugar la tabla donde se podrá hallar el factor según los parámetros nombrados con anterioridad, sin embargo, el espaciado entre rodillos va ligado con la suma de los pesos de la banda y del material, por lo que, para ciertos intervalos de esta suma se tiene un espaciado correspondiente, por ejemplo, para un $W_b + W_m$ que se encuentre entre 100 y 149 lb/ft el valor de K_y que indica esta tabla es válido solo si se tiene un espacio entre rodillos de 3,5 pies, si el espacio con el que se cuenta es distinto se debe hacer uso de la segunda tabla, en donde con el K_y seleccionado de la primera se realiza una interpolación lineal, en donde se haya el valor correcto de este factor para cualquier espaciado entre 3 y 5 pies.

Peso del material transportado W_m :

De acuerdo a CEMA[14], se halla mediante la ecuación:

$$W_m = \frac{33,33 \cdot Q}{V} \quad (3.4)$$

Donde:

Q : Capacidad de carga del transportador en toneladas cortas de 2000 lbs (tph)

Tensión requerida para rotar cada polea sobre el transportador T_p :

De acuerdo a la CEMA[14] este valor depende del lugar donde esté ubicada la polea y, de la cantidad de grados que está envuelta la banda sobre la polea. En el anexo E se encuentra la tabla que indica el valor de esta tensión según los aspectos mencionados anteriormente.

Tensión requerida para acelerar el material sobre la banda T_{am} [14]:

$$T_{am} = 2,8755 \times 10^{-4} \times Q \times (V - V_0) \quad (3.5)$$

Donde:

V_0 : Velocidad inicial del material a medida que se alimenta la banda (ft/min)

Tensión resultante de los accesorios del transportador T_{ac} :

De acuerdo a la CEMA[14], accesorios como los equipos de limpieza comúnmente

generan un aporte para la tensión efectiva. La tensión resultante será la suma del aporte de cada accesorio. Para los limpiadores tipo cuchilla raspadora, se tiene un aporte de 5 libras fuerza por cada pulgada de ancho que tenga la cuchilla.

3.6.1. Potencia necesaria del motor

La potencia requerida por el motor para el accionamiento de la polea conductora se calcula mediante la expresión [16]:

$$hp_m = \frac{hp}{\eta} \quad (3.6)$$

Donde:

hp_m : Potencia total del motor (HP)

η : Rendimiento total del accionamiento del motor

El rendimiento total η es el producto entre los rendimientos del motor eléctrico η_m y de la caja reductora η_r .

3.7. Relaciones de la polea motriz

La fuerza requerida para accionar la banda transportadora se transmite desde la polea motriz hacia la cinta, mediante rozamiento entre sus superficies. Así pues, la parte de la cinta que se aproxima a la polea tendrá mas tensión que la que sale de ella. Sea T_1 y T_2 las tensiones del camino de carga y retorno de la banda respectivamente (ver figura 3.3), se tiene que la tensión efectiva también se puede expresar como la diferencia entre ellas (T_1-T_2) [14].

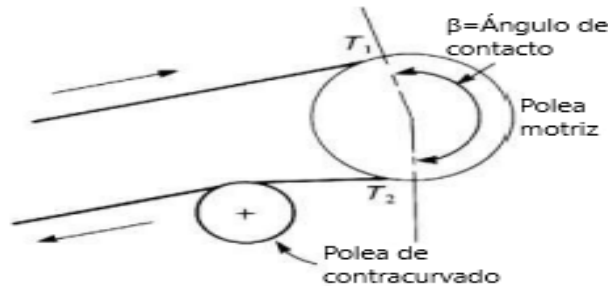


Figura 3.3: Esquema de arreglo típico de una polea motriz en una banda transportadora

Fuente: Adaptado de Conveyor Equipment Manufacturers Association CEMA [14]

De acuerdo a la CEMA[14], al lado con la tensión mayor se le denomina lado tenso y al lado con la tensión menor se le llama lado flojo.

La relación entre ambas tensiones viene dada por la ecuación de Eytelwein-Euler [16]:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \beta_r} \quad (3.7)$$

Donde:

T_1 : Tensión del lado tenso (lbf)

T_2 : Tensión del lado flojo (lbf)

μ : Coeficiente de fricción entre la superficie de la polea y la de la banda (0,35 para polea motriz recubierta y seca)

β_r : Ángulo de contacto entre banda y polea (radianes)

3.7.1. Factor de envoltura C_W

Se puede calcular mediante la siguiente expresión [14]:

$$C_W = \frac{T_2}{T_e} = \frac{1}{e^{f\beta_r} - 1} \quad (3.8)$$

Este factor no determina el valor de la tensión floja (T_2), sino que establece el valor mínimo seguro que debe tener una cinta que se encuentre completamente seca [14]. Además, en el mercado actual de las bandas se establece que, cada cinta posee un radio mínimo de curvatura que depende de las características físicas de la misma, como el número de telas y su espesor.

Otra forma de calcular este factor se encuentra en el anexo F, se trata de una tabla proporcionada por la CEMA en donde se da el valor de dicho factor según el tipo de transmisión de la polea motriz (con o sin polea de contracurvado), el ángulo del arco de contacto y, el tipo de ajuste tensor de la banda (manual o automático).

Ángulo de contacto entre la banda y la polea β :

Generalmente para la polea motriz y de reenvío varía entre 180° y 240° si cuenta con polea de contracurvado, si no cuenta con esta polea el ángulo vale 180° [14].

3.8. Relaciones de tensión y pandeo de la banda entre los rodillos

El pandeo entre los rodillos depende del espacio que hay entre ellos, y de la tensión, el peso y el material de la banda [14]. De acuerdo al CEMA, se calcula mediante la expresión:

$$y = \frac{S_i^2(W_b + W_m)}{8T} \quad (3.9)$$

Donde:

y : Distancia de caída vertical (pandeo) entre rodillos (ft)

T : Tensión de la banda (lbf)

Basado en la experiencia, la CEMA indica que el valor de y no debe sobrepasar el 3 % del espacio entre rodillos, ya que es probable que ocurra un derrame de material.

3.8.1. Tensión del lado flojo T_2

Tensión mínima para accionar la banda sin deslizamiento, se tienen dos expresiones para hallarla, la primera consiste en realizar el despeje correspondiente de la ecuación 3.8 y la segunda es [14]:

$$T_2 = T_0 + T_b - T_{yr} \quad (3.10)$$

Donde:

T_0 : Tensión mínima de la banda durante el recorrido del material que se transporta (lbf)

T_b : Tensión resultante de la fuerza necesaria para levantar o bajar la banda (lbf)

T_{yr} : Tensión de fricción en la correa de retorno, resultante del movimiento de la correa vacía sobre los rodillos de retorno (lbf)

Tensión mínima de la banda durante el recorrido T_0 [14]:

Para un pandeo de la banda de 3 % de la distancia entre rodillos, se tiene que:

$$T_0 = 6,25S_i(W_b + W_m) \quad (3.11)$$

Tensión necesaria para levantar o bajar la banda T_b :

De acuerdo a la CEMA[14] se expresa como:

$$T_b = HW_b \quad (3.12)$$

Tensión de fricción en la correa de retorno T_{yr} [14]:

$$T_{yr} = 0,015LW_bK_t \quad (3.13)$$

Se deben hallar los dos valores de T_2 y se escogerá el más grande [14].

3.9. Análisis de tensiones en la banda transportadora convencional

Para una banda transportadora horizontal o de elevación con una polea motriz (ver figura 3.4), además del cálculo de la tensión efectiva T_e , la cuál ocurre en la polea motriz, se deben considerar las tensiones en la banda que ocurren en otros puntos [14].

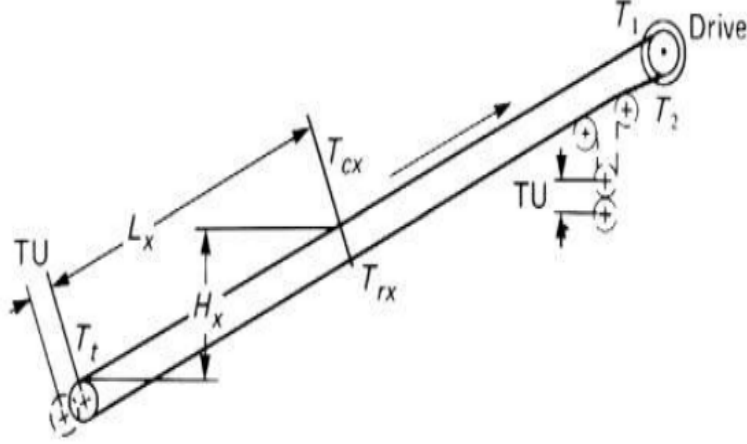


Figura 3.4: Esquema de un transportador inclinado con una polea motriz
Fuente: Conveyor Equipment Manufacturers Association CEMA [14]

Nota: Los dos sistemas tensores TU que se muestran en la figura tienen como objetivo ilustrar dos alternativas. Dos tensores automáticos no podrían funcionar correctamente en el mismo transportador.

Para ello, de acuerdo a la nomenclatura de las tensiones usadas en la figura 3.4, se tienen las siguientes expresiones:

Tensiones máxima y mínima:

Se debe tener en cuenta que para este transportador las tensiones mínima y máxima son:

$$T_t = T_0 = T_{min} \quad (3.14)$$

Donde:

T_t : Tensión de la banda en la polea de la cola (lbf)

$$T_1 = T_{max} \quad (3.15)$$

Para tensiones sobre cualquier punto X:

De acuerdo a la CEMA [14], para conocer tensiones de este tipo de transportador en un punto X dado, se usan las siguientes expresiones:

Para la tensión sobre un punto X en la carga T_{cx} :

$$T_{cx} = T_t + T_{wcx} + T_{fcx} \quad (3.16)$$

Donde:

T_{cx} : Tensión de la banda en un punto X sobre el camino de la carga (lbf)

T_{wcx} : Tensión en un punto X sobre el camino de la carga, resultado del peso de la

banda y del material transportado (lbf)

T_{fcx} : Tensión en un punto X sobre el camino de la carga, resultante por fricción (lbf)

Para hallar la tensión T_{wcx} se usa la expresión:

$$T_{wcx} = H_x(W_b + W_m) \quad (3.17)$$

Donde:

H_x : Distancia vertical desde la polea de cola hasta un punto X (ft)

Para hallar la tensión T_{fcx} se usa la expresión:

$$T_{fcx} = L_x(K_t K_x + K_y W_b) + L_x K_y W_m \quad (3.18)$$

Donde:

L_x : Distancia desde la polea de cola hasta un punto X a lo largo del transportador (ft)

Para la tensión sobre un punto X en el retorno T_{rx} :

$$T_{rx} = T_t + T_{wrx} - T_{frx} \quad (3.19)$$

Donde:

T_{rx} : Tensión en la banda en un punto X sobre el camino de retorno (lbf)

T_{wrx} : Tensión en un punto X sobre el camino de retorno, resultante del peso de la banda vacía (lbf)

T_{frx} : Tensión en un punto X sobre el camino de retorno, resultante por fricción (lbf)

Para hallar la tensión T_{wrx} se usa la expresión:

$$T_{wrx} = H_x W_b \quad (3.20)$$

Para hallar la tensión T_{frx} se usa la expresión:

$$T_{frx} = 0,015 L_x W_b K_t \quad (3.21)$$

3.10. Poleas motrices y no motrices

De acuerdo a la norma DIN 22101, se tiene la siguiente expresión en unidades del sistema internacional para el diámetro mínimo de la polea motriz:

$$D_{min} = \frac{36 \cdot T_e}{p \cdot \pi \cdot \beta_g \cdot a} \quad (3.22)$$

Donde:

D_{min} : Diámetro mínimo de la polea motriz (m)

p : Capacidad de transmisión polea/banda (1600-2000 kg/m^2)

β_g : Ángulo de contacto entre banda y polea (grados)

a : Ancho de banda (m)

La tensión efectiva es el equivalente a la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario, este factor se determina mediante la ecuación 3.2.

Las características físicas principales de las poleas están normalizadas [10], para el ancho se usa la norma ISO 1536 [17], quién relaciona esta propiedad en función del ancho de la banda, como se muestra en la tabla 3.1:

Tabla 3.1: Ancho de la polea en función del ancho de banda (mm)

Ancho de banda	800	1000	1200	1400
Ancho de polea	950	1150	1400	1600

Fuente: Norma ISO 1536[17]

Los valores comerciales para el diámetro de la polea motriz de acuerdo a la norma DIN 22101 [18] se muestran en la tabla 3.2:

Tabla 3.2: Diámetros comerciales de poleas motrices (mm)

Diámetros comerciales de poleas motrices										
190	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1400	1600

Fuente: Norma DIN 22101 [18]

En el caso del diámetro de las poleas no motrices, la norma establece este valor en función del diámetro de las poleas motrices, como muestra la tabla 3.3:

Tabla 3.3: Diámetro de las poleas no motrices según su tipo en función del diámetro de la polea motriz (mm)

Motriz	Tensor y reenvío	Desvío	Adicional
800	630	500	400
1000	800	630	500
1250	1000	800	630
1400	1250	1000	800

Fuente: Norma DIN 22101[18]

La velocidad en rpm de la polea motriz se calcula mediante la siguiente expresión [14]:

$$V_{pm} = \frac{0,306 \cdot V}{D_{pm} \cdot \pi} \quad (3.23)$$

Donde:

V_{pm} : Velocidad de la polea motriz (rpm)

D_{pm} : Diámetro de la polea motriz (m)

3.10.1. Longitud del tensor

En bandas de alma textil con longitud de transporte mayor que 100 metros, se tiene que la longitud del tensor que precisa ser la necesaria para absorber los distintos tipos de alargamiento que se producen en la banda se expresa como [16]:

$$L_t = \frac{2,2 \cdot L_m}{100} \quad (3.24)$$

Donde:

L_t : Longitud del tensor (m)

L_m : Longitud del transportador (m)

3.10.2. Fuerzas sobre las poleas y características de ejes

De acuerdo a la norma B105.1-2015 de CEMA/ANSI [19] para determinar si el diámetro de la polea motriz seleccionado es válido, se debe encontrar las libras por pulgada de ancho PIW de la banda en la polea, este indica cuántas libras de fuerza de tensión puede soportar una pulgada de ancho de la banda sin sufrir daños, para ello se usa la expresión:

$$PIW = \frac{T_{mp}}{a} \quad (3.25)$$

Donde:

T_{mp} : Tensión más alta que actúa sobre la polea (lbf)

PIW : Libras por pulgada de ancho de la banda en la polea (lbf/in)

El valor que se obtiene para el PIW de la ecuación 3.25 se compara con la máxima tensión de la banda (libras por pulgada de ancho de banda), proporcionado en la tabla 3.4 donde de acuerdo al ángulo de contacto entre la banda y la polea, junto con el diámetro de esta última, se puede encontrar el máximo PIW [19].

Tabla 3.4: Máxima tensión de la banda (PIW) según el ángulo de contacto entre la banda y la polea y el diámetro de la polea

Ángulo de contacto (grados)	Diámetro de la polea (in)						
	24	30	36	42	48	54	60
20	200	265	335	400	465	535	600
80	140	190	235	285	330	375	425
100	160	215	270	325	380	430	485
180	345	460	575	690	800	800	800
200	280	375	465	560	650	745	800

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

El PIW calculado por la ecuación 3.25 debe ser siempre menor que el encontrado mediante la tabla 3.4, en caso de que no lo sea, según la norma, se debe decidir aumentar el diámetro de la polea motriz o, en su defecto, cambiar el ángulo de contacto [19].

Diámetro mínimo del eje de la polea:

Para obtener por medio de las ecuaciones proporcionadas por CEMA/ANSI [19] el mínimo diámetro del eje, se requiere hacer una preselección de dicho diámetro, esta se logra mediante la tabla 3.5, en donde, con base en el ancho de cara de la polea y la diferencia entre la distancia entre las chumaceras y el ancho de cara (parámetro que se abrevia L_{c-a}), se puede conocer los valores comunes de diámetro para el eje.

Tabla 3.5: Capacidades de carga en lbf para combinaciones de eje y poleas según el diámetro del eje, la distancia entre centros de chumaceras menos el ancho de cara (denominado N), y el ancho de cara de la polea

Diámetro del eje de la polea (in)	Distancia entre centros de chumacera menos el ancho de cara L_{c-a} (in)	Ancho de cara de la polea (in)			
		51	57	63	66
6	18	25100	25100	23300	22100
6 1/2	20	28800	28800	28800	27800

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

Una vez calculado el diámetro preliminar del eje, se inicia con el cálculo del mismo mediante la teoría proporcionado por la norma CEMA/ANSI B105.2-2015 [19], para finalmente escoger el valor más grande entre estos dos métodos.

El diámetro mínimo del eje (fatiga) considerando esfuerzos combinados de flexión y torsión, se encuentra por medio de la expresión [19]:

$$D_{mineje} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FS}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2}} \quad (3.26)$$

Donde:

D_{mineje} : Diámetro mínimo para el eje de la polea (in)

FS : Factor de seguridad (CEMA recomienda 1.5)

M : Momento flector de carga resultante (lbf-in) (ver ecuación 3.27)

S_f : Factor de corrección del límite de fatiga del eje (ver ecuación 3.28)

M_T : Momento torsor (lbf-in) (ver ecuación 3.29)

S_y : Resistencia a la fluencia del material (psi)

Momento flector M :

$$M = \frac{R \cdot A}{2} \quad (3.27)$$

Donde:

R : Carga resultante de la polea (depende de las fuerzas que actúen sobre ella) (lbf)

A : Brazo del momento torsor medido hasta el centro de las chumaceras (in)

La distancia A depende del diámetro del eje preseleccionado y de la diferencia entre la distancia entre chumaceras y el ancho de la polea L_{c-a} (ver tabla 3.6).

Tabla 3.6: Valores estandarizados del brazo del momento torsor medido hasta el centro de las chumaceras A , según el diámetro del eje

Diámetro del eje (in)	6 1/2 a 7
A (in)	$\frac{L_{c-a}}{2} + 5$

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

Factor de corrección del límite por fatiga del eje S_f :

$$S_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot k_g \cdot S_f^* \quad (3.28)$$

Donde:

k_a : Factor de superficie (0,8 para ejes maquinados)

k_b : Factor de dimensión ($D_{mineje}^{-0,19}$)

k_c : Factor de fiabilidad (CEMA recomienda 0,897)

k_d : Factor de temperatura (para trabajo en ambientes entre -57°C y 204°C es 1,0)

k_e : Factor de ciclo de funcionamiento (1,0 para esfuerzos cíclicos que no superen S_f^*)

k_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga (ver tabla 3.7)

Tabla 3.7: Factor de concentración de esfuerzos por fatiga k_f según la dureza del acero del eje y el tipo de cuña

Acero	Cuña perfilada	Cuña sled runner
Recocido < 200 BHN	0,63	0,77
Templado > 200 BHN	0,50	0,63

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

k_g : Factor de varios (para servicio normal del transportador es 1,0)

S_f^* : 0.5 veces la resistencia última a tracción del material del eje

Momento torsor M_T :

$$M_T = T_e \cdot \frac{D_p}{2} \quad (3.29)$$

Donde:

D_p : Diámetro de la polea (in)

Deflexión del eje de la polea

El diagrama de cuerpo libre de un eje con cambio de sección se muestra en la figura 3.5:

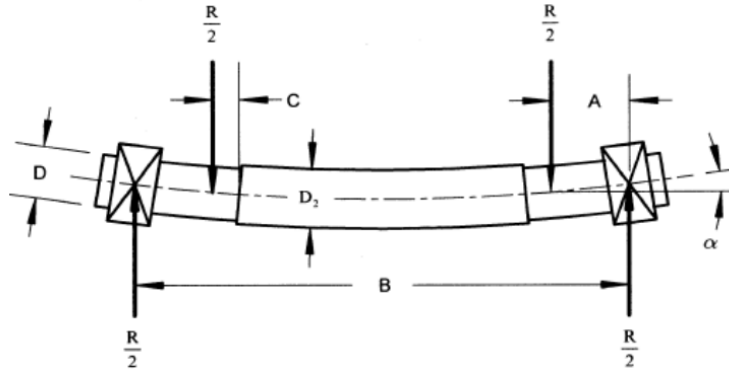


Figura 3.5: Diagrama de cuerpo libre del eje con cambio de sección

Fuente: CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

La fórmula general para el cálculo de la deflexión en un eje con cambio de sección es [19]:

$$\tan \alpha = \frac{R \cdot A}{2 \cdot E} \cdot \left(\frac{C}{I} + \frac{B - 2 \cdot A - 2 \cdot C}{2 \cdot I_2} \right) \quad (3.30)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad del material (psi)

B : Distancia entre los centros de las chumaceras (in)

C : Brazo del momento de área del eje medido hasta el cambio de sección (in)
 I : Momento de inercia de área del eje en los extremos (in^4)
 I_2 : Momento de inercia de área del eje en la parte central (in^4)

Para una sección transversal circular con diámetro D , el momento de inercia de área se calcula como [20]:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad (3.31)$$

De acuerdo a la norma CEMA/ANSI B105.1-2015, esta deflexión no puede ser mayor que 0,0023 in (tan 0°8'), si resulta ser mayor se debe considerar un diámetro de eje mayor.

3.11. Rodillos

A lo largo de la banda transportadora se tienen 2 tipos de rodillos: los de carga que soportan el material que se transporta, y los de retorno que conducen la banda vacía hacia la zona de carga [14].

La CEMA presenta en la tabla 5.1 de su documento [14], la clasificación de los rodillos, basado en su diámetro y ancho de banda correspondiente.

Para seleccionar el rodillo se debe tener en cuenta la carga calculada sobre el mismo, de acuerdo a CEMA [14] se halla mediante la siguiente expresión:

Para rodillos de carga:

$$CIL_c = S_i \cdot (W_b + (W_m \cdot K_l)) + IML \quad (3.32)$$

Donde:

K_l : Factor de ajuste por tamaño del mineral (Ver anexo G)

IML : Altura de desalineamiento del rodillo

Para rodillos de retorno:

$$CIL_R = S_i \cdot W_b + IML \quad (3.33)$$

La altura de desalineamiento IML , mostrada en el esquema de la figura 3.6, se da debido a la desviación de la altura del rodillo y la tensión de la correa.

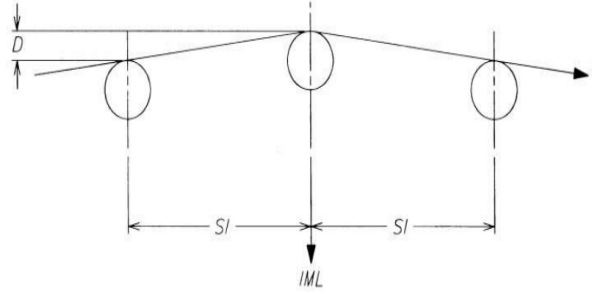


Figura 3.6: Altura de desalineamiento del rodillo IML
Fuente: Conveyor Equipment Manufacturers Association CEMA [14]

Para el cálculo del IML se usa la siguiente expresión, de acuerdo a CEMA [14]:

$$IML = \frac{D \cdot T}{6 \cdot S_i} \quad (3.34)$$

Donde:

D : Desalineamiento debido a la tolerancia de instalación (máximo 1/4 in).

Conocida la carga CIL, se debe verificar que este no sobrepase el valor máximo de carga que pueden soportar los rodillos, para ello CEMA en las tablas 5.8 y 5.9 de la guía de diseño [14] muestra estos máximos valores para rodillos de clase C y D, para el camino de carga y de retorno.

En cuanto a las dimensiones físicas de los rodillos, de acuerdo a la norma DIN 22107 [21], estas dependen del ancho de banda (ver tabla 3.8).

Tabla 3.8: Diámetro y longitud de cada uno de los tres rodillos de retorno de la artesa y del rodillo de carga plano según el ancho de banda.

Ancho de banda	Diámetro del rodillo	Longitud (rodillo de carga)	Longitud (rodillo de retorno)
1000	89-108-133-159	380	1150
1200	108-133-159	465	1400
1400	133-159	530	1600
Todas las dimensiones en milímetros (mm)			

Fuente: Norma DIN 22107 [21]

3.11.1. Vida útil de los rodillos:

Para verificar que el diámetro de los rodillos sea aceptable, se debe preseleccionar una clase de la tabla de clasificación de rodillos de CEMA [14] que tenga el diámetro obtenido anteriormente.

Luego, para conocer la vida útil del rodillo con rodamiento de bola, según el efecto de carga se tiene la ecuación [14]:

Para rodillos clase C:

$$L_{10c} = 30000 \cdot k_2 \quad (3.35)$$

Donde:

L_{10c} : Vida útil del rodillo clase C según el efecto de carga (h)

k_2 : Factor de vida útil en función de la carga

Para rodillos clase D:

$$L_{10D} = 60000 \cdot k_2 \quad (3.36)$$

Donde:

L_{10D} : Vida útil del rodillo clase D según el efecto de carga (h)

k_2 : Factor de vida útil en función de la carga

El factor k_2 se calcula mediante la siguiente expresión:

$$k_2 = \frac{ILR^3}{CIL^3} \quad (3.37)$$

CEMA recomienda garantizar el funcionamiento ininterrumpido de los rodillos por lo menos durante 5 años (43800 horas), de lo contrario, se debe seleccionar un diámetro de rodillo mayor.

3.11.2. Espaciado entre rodillos:

CEMA en la tabla 5.2 de su guía de diseño [14], muestra la distancia que debe haber entre rodillos ya sean de carga o de retorno según el ancho de banda y la densidad del material que se transporta.

En la zona de carga, de acuerdo a la CEMA [14], el espacio entre rodillos de carga sugerido es la mitad del valor presentado en la tabla.

3.11.3. Longitud de transición

Para la longitud de transición que se forma en la zona entre el último rodillo en artesa y la polea terminal (figura 3.7), como se le denomina a la polea de cola o de cabeza según sea el caso, de acuerdo al libro de López [10] se tiene la tabla 3.9, en donde se indican, basado en la norma ISO 5293 [22], las longitudes de transición en poleas terminales para bandas con tejido sintético (EP), que dependen del ancho de banda y del ángulo de terna.

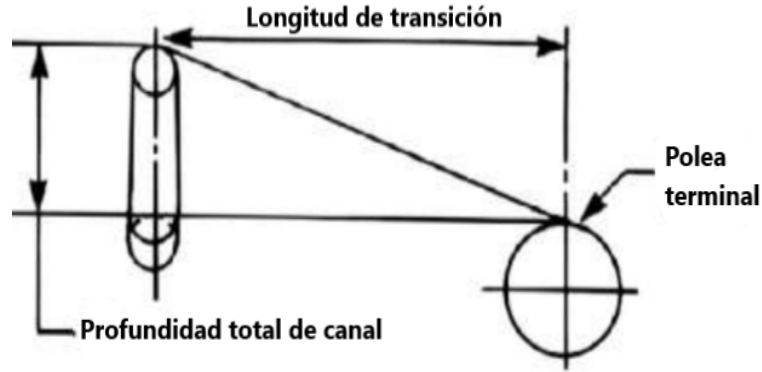


Figura 3.7: Longitud de transición con polea terminal sin elevar
Fuente: Adaptado de Conveyor Equipment Manufacturers Association CEMA [14]

Tabla 3.9: Longitudes de transición en poleas terminales para bandas con tejido sintético (EP) y ángulo de terna de 35° según el ancho de banda

Ancho de banda (mm)	500	650	800	1000	1200	1400
Longitud de transición (mm)	600	800	1000	1200	1500	1600

Fuente: Adaptado de [10]

3.12. Selección de la banda

3.12.1. Resistencia a tracción mínima

Para la selección de una banda que sea capaz de soportar el trabajo específico del diseño, con el objetivo de tener un punto de partida, algunas industrias han optado por calcular la resistencia a tracción mínima que debe tener, y seleccionar una que, evidentemente, sea mayor que la encontrada mediante la teoría.

De acuerdo al fabricante Forbo Movement System [23], el esfuerzo máximo de tracción en una banda transportadora se calcula mediante la expresión:

$$F_b = \frac{hp \cdot C_1 \cdot 1000}{V_{m/s}} \quad (3.38)$$

Donde:

F_b : Fuerza de tracción máxima de la banda (N)

hp : Potencia de accionamiento que la polea motriz transmite a la banda (kW)

C_1 : Factor de servicio

$V_{m/s}$: Velocidad de la banda (m/s)

El factor C_1 es un parámetro experimental que depende del recubrimiento de la cara inferior de la banda, del ángulo de contacto entre la banda y la polea motriz, y de las condiciones de la superficie de la polea motriz. Esta información puede verse en el anexo H.

Con el esfuerzo F_b puede calcularse la resistencia a tracción mínima de la banda, con la expresión:

$$R_{min} = \frac{F_b \cdot C_s}{a_{mm}} \quad (3.39)$$

Donde:

R_{min} : Resistencia a tracción mínima de la banda (N/mm)

C_s : Coeficiente de seguridad (para bandas que no tengan cable de acero=10)

a_{mm} : Ancho de banda (mm)

3.12.2. Espesor de los recubrimientos

Los factores más importantes que influyen en este parámetro son las características del material que se va a transportar, y el tiempo de recorrido en minutos [16], así pues, se tiene la tabla 3.10:

Tabla 3.10: Espesores recomendados para los recubrimientos en milímetros (superior/inferior) en bandas textiles para materiales muy abrasivos, según el tamaño de los trozos y el tiempo de recorrido

Tamaño de los trozos (mm)	Tiempo de recorrido (min)			
	Menos de 0,2	De 0,2 a 0,4	De 0,4 a 1	Más de 1
Menos de 15	5/2	4/2	4/2	4/2
De 15 a 50	6/3	5/2	4/2	4/2
De 50 a 150	8/3	6/3	6/3	5/2
Más de 150	9,5/3	9/3	8/3	7/3

Fuente: Catálogo técnico Nor Rubber S.A.L. [16]

Para encontrar el tiempo de recorrido en minutos se usa la siguiente expresión [16]:

$$t_r = \frac{2 \cdot L}{60 \cdot V_{m/s}} \quad (3.40)$$

Donde:

t_r : Tiempo de recorrido (min)

L_m : Longitud de la banda (metros)

3.13. Efecto de la cinta de Möbius en la banda transportadora

Para lograr el giro de 180° existen dos tipos de volteos [3]: el volteo recto, en el que la sección de la banda se mantiene formando una recta, y el volteo curvo, en

donde la sección de la banda se curva adoptando la forma de media caña. Para el desarrollo de este proyecto se usará el volteo recto, esto debido a que se planteó que el diseño de los rodillos de retorno fuesen rectos. Con lo establecido anteriormente, la primera consideración a tener en cuenta es que en el diseño deberán existir, para garantizar la rectitud y forma de hélice que se dan en el volteo recto, los rodillos de apoyo verticales usados en la patente mostrada en la figura 3.1.

3.13.1. Longitud del giro de 180°

La norma DIN 22101 [18] establece que, para bandas con tejido sintético EP, y con giro guiado por medio de rodillos verticales de apoyo ubicados en el centro, se debe tener una longitud del giro mínima de 12,5 veces el ancho de banda, además, indica que para este tipo de banda, el mayor ancho de banda deberá ser de 1600 mm.

3.13.2. Esfuerzos de la banda transportadora con cinta de Möbius

En las bandas transportadoras no hay una fórmula para determinar todos los tipos de esfuerzos que ocurren a lo largo de ella, por lo que es difícil calcularlos, sin embargo, existen unas aproximaciones que se usan para ello. De acuerdo a un artículo publicado por la Universidad Técnica de Estambul [24], es más práctico y confiable, utilizar el método de elementos finitos, así pues, para conocer los valores de esfuerzo sobre cualquier punto de la banda transportadora con cinta de Möbius, se realizará un modelo en un software que permita obtenerlos.

Para el análisis de elementos finitos en sistemas transportadores, con el objetivo de facilitar el modelado y reducir los requerimientos computacionales, se asumen algunas características, como que la banda es homogénea, isotrópica, elástica lineal, y que las tensiones encontradas están aplicadas de manera uniforme y radial a la superficie de las poleas [25] [26].

Además de lo dicho anteriormente, para los cálculos teóricos de los esfuerzos presentes en la banda, se considera que la deformación cortante es cero, véase el artículo publicado por Lemmon [27] para profundizar las implicaciones profundas que tiene esta asunción, debido a que el error porcentual de tener o no en cuenta la cortante tiene un máximo de 8 %.

Los esfuerzos a torsión resultantes en la zona del giro de 180°, se calculan mediante la siguiente ecuación [27]:

$$\sigma_{TO} = \frac{T_e}{a} + E \left[\sqrt{\left(\frac{r\pi}{L_g}\right)^2 + 1} - \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{a\pi}{2L_g}\right)^2 + 1} - \frac{L_g}{\pi a} \ln \left(\frac{a\pi}{2L_g} + \sqrt{\left(\frac{a\pi}{2L_g}\right)^2 + 1} \right) \right] \quad (3.41)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad de la banda (N/mm)

r : Distancia desde la línea central del eje longitudinal de la banda hasta el segmento de banda (m)

L_g : Longitud del giro de 180°(m)

Los esfuerzos a flexión en el giro de 180° se calculan de acuerdo a la teoría de vigas. La industria Conveyor Dynamics establece que, para bandas que presentan en el giro de 180° solamente los rodillos guía centrales, estos esfuerzos se hallan mediante la expresión [28]:

$$\sigma_v = \frac{M_z \cdot y}{I_{zz}} \quad (3.42)$$

Donde:

σ_v : Esfuerzo de flexión en el plano vertical

M_z : Momento flector en el eje z

y : Posición vertical sobre el giro de 180° (ver figura 3.8)

I_{zz} : Momento de inercia en el eje z

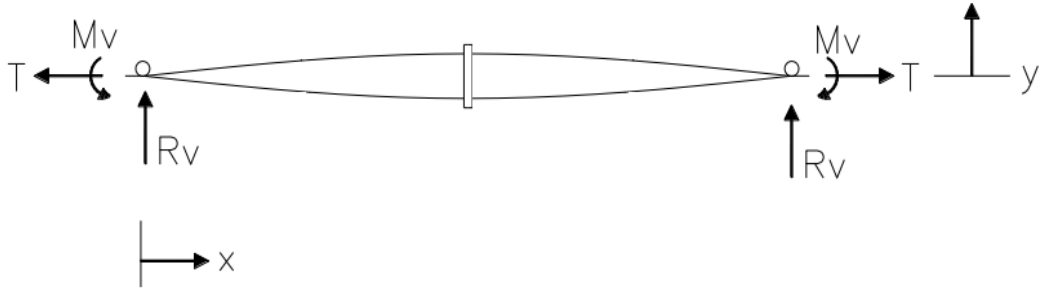


Figura 3.8: Diagrama de cuerpo libre del giro de 180° en la banda
Fuente: Conveyor Dynamics Inc [28]

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 3.8, se tiene que el momento flector en z para x entre 0 y la mitad de longitud de la torsión de la banda L_g es:

$$M_z = -M_v + \frac{W_b \cdot L_g \cdot x}{2} - \frac{W_b \cdot x^2}{2} - T_2 \cdot y \quad (3.43)$$

Donde:

M_v : Momento flector en $x=0$

x : Posición horizontal sobre el giro de 180°

T_2 : Tensión de la banda en el camino de retorno

La variable del momento flector M_v se halla solucionando la ecuación diferencial [28]:

$$y'' = \frac{-M_z}{E \cdot I_{zz}} \quad (3.44)$$

Las condiciones de frontera en el plano vertical son [28]:

1. En $x=0$: $y=0$, $y'=0$
2. En $x = \frac{L_g}{2}$: $y'=0$, $y''=0$

El momento de inercia alrededor del eje z se calcula como función de la orientación de la banda a lo largo de la longitud del giro [28]:

$$I_{zz} = \frac{a \cdot t_b \cdot (t_b^2 + a^2)}{24} + \frac{a \cdot t_b \cdot (t_b^2 - a^2)}{24} \cdot \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot x}{L_g} \quad (3.45)$$

Donde:

t_b : Espesor total de la banda

En el plano horizontal, debido a que el diseño presentado no cuenta con rodillos de apoyo situados a $L_g/4$ del giro, los esfuerzos serán cero [28].

Capítulo 4

Procedimiento de diseño

De acuerdo con Norton [29], el proceso de diseño cuenta con 10 etapas: identificación de la necesidad, investigación preliminar, planteamiento de objetivo, especificaciones de desempeño, ideación e invención, análisis, selección, diseño detallado, creación de pruebas/prototipos y por último la producción de los mismos.

En el desarrollo de este documento se han tenido en cuenta cuatro de los diez puntos que se mencionan anteriormente: la identificación de la necesidad, la investigación preliminar que hace parte del estado del arte, y de la introducción dada a las bandas transportadoras; los objetivos que se buscan con el diseño de la banda y, la etapa de ideación que ya tuvo lugar una vez se definió la cinta de Möbius en la banda, como solución propuesta. Se debe tener en cuenta que, el alcance del trabajo de grado no incluye la creación del equipo, por lo que los dos últimos puntos de creación física no se llevarán acabo, y serán propuestos para trabajos futuros. Así pues, se dará inicio al proceso de diseño partiendo de las especificaciones de desempeño.

4.1. Especificaciones de desempeño

De acuerdo con Norton [29], estas especificaciones deben definir lo que el sistema debe hacer, así pues, con el diseño de la banda transportadora con cinta de Möbius se plantea:

- Maximizar la vida útil de la banda.
- Minimizar la adherencia de material sobre la banda.
- Tener bajo costo de fabricación.
- Brindar seguridad al operario.
- Ser de mantenimiento sencillo de acceso rápido, de baja inversión y de poca frecuencia.
- Que todas sus partes sean económicas y de características comerciales, para facilitar su adquisición en caso de reemplazos de piezas defectuosas.
- Contar con bajo nivel de ruido.
- Cumplir con la regulación ambiental que rige en Colombia.

- Cumplir con los estándares de la Asociación de Fabricantes de Equipos Transportadores (CEMA por sus siglas en inglés).
- Cumplir con los estándares de calidad de las Normas Europeas del Comité Europeo de Normalización (EN-CEN) y de la Organización Internacional de Normalización (ISO).

Con las especificaciones planteadas, se definirán grados de relevancia para facilitar el direccionamiento de tareas o procesos, que tienen lugar en la etapa del diseño detallado, dividiendo primero las especificaciones de acuerdo a su tipo, como se muestra en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Especificaciones del diseño según su tipo

Diseño	Economía	Ambiente
1.1 Maximizar la vida útil 1.2 Minimizar la adherencia de material 1.3 Brindar seguridad al operario 1.4 Piezas de características comerciales 1.5 Cumplir estándares de la CEMA 1.6 Cumplir estándares de la EN-CEN e ISO	2.1 Bajo costo de fabricación 2.2 Mantenimiento simple y económico 2.3 Piezas económicas	3.1 Bajo nivel de ruido 3.2 Cumplir regulación ambiental

Fuente: Autor

Para dar la jerarquía a los tipos de especificaciones se desarrolla la tabla 4.2, donde las calificaciones consideradas numéricamente son: 1= Mucho menos relevante, 2= Menos relevante, 3= Igual de relevante, 4= Más relevante, 5= Mucho más relevante.

Tabla 4.2: Porcentaje de relevancia de las especificaciones de diseño de acuerdo a su tipo

Aspectos	1. Diseño	2. Economía	3. Ambiente	Total	Relevancia
1. Diseño	3,00	2,00	2,00	7,00	42,4 %
2. Economía	0,50	3,00	2,00	5,50	33,3 %
3. Ambiente	0,50	0,50	3,00	4,00	24,3 %
Total				16,5	100 %

Fuente: Autor

Los grados de relevancia de las especificaciones de diseño de cada tipo se muestran en las tablas 4.3, 4.4 y 4.5.

Tabla 4.3: Porcentaje de relevancia de los aspectos de diseño

Aspecto	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	Total	Peso relativo	Peso absoluto
1.1	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	18,00	26,1 %	11,1 %
1.2	0,33	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	15,33	22,3 %	9,4 %
1.3	0,33	0,33	3,00	4,00	3,00	3,00	13,66	19,8 %	8,4 %
1.4	0,33	0,33	0,25	3,00	3,00	3,00	9,91	14,4 %	6,1 %
1.5	0,33	0,33	0,33	0,33	3,00	3,00	7,32	10,6 %	4,5 %
1.6	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	3,00	4,65	6,8 %	2,9 %
Total							68,87	100 %	42,4 %

Fuente: Autor

Tabla 4.4: Porcentaje de relevancia de los aspectos económicos

Especificaciones	2.1	2.2	2.3	Total	Peso relativo	Peso absoluto
2.1	3,00	4,00	3,00	10,00	50,2 %	16,7 %
2.2	0,25	3,00	3,00	6,25	31,4 %	10,5 %
2.3	0,33	0,33	3,00	3,66	18,4 %	6,1 %
Total				19,91	100 %	33,3 %

Fuente: Autor

Tabla 4.5: Porcentaje de relevancia de los aspectos ambientales

Especificaciones	3.1	3.2	Total	Peso relativo	Peso absoluto
3.1	3,00	3,00	6,00	64,3 %	15,6 %
3.2	0,33	3,00	3,33	35,7 %	8,7 %
Total			9,33	100 %	24,3 %

Fuente: Autor

4.2. Análisis del diseño

Esta etapa de análisis, de acuerdo al libro de Norton [29], se indica que se deben evaluar las alternativas disponibles en el mercado que podrían resultar factibles para dar solución a la necesidad.

Cómo se indicó en la sección 1.3 de justificación, para maximizar la vida útil de la banda el mercado ofrece materiales más resistentes, así pues, una de las alternativas disponibles que cumplen la necesidad sería una banda resistente a la abrasión, para ello se ha seleccionado del catálogo de Dunlop Conveyor Belting [30], una empresa

neerlandesa líder en el mercado de bandas a nivel mundial, con más de 100 años en el negocio, la referencia "Dunlop Superfort S500/4" [31], denominada por la empresa como la más resistente y duradera del mundo, esta banda cuenta con múltiples capas, en este caso con 4 según la referencia, hechas con tejido EP (poliéster y nailon) sintético, y con una resistencia a la rotura de 500 N/mm.

Por otro lado, una de las necesidades que se buscan satisfacer con el diseño del transportador con cinta de Möbius, es el problema del arrastre de material que queda adherido a la banda, para suplir esta necesidad, una de las soluciones más comunes usadas en la industria es colocar al menos 2 limpiadores en la máquina, el limpiador primario con cuchilla raspadora ubicado en la polea motriz, y el limpiador en V ubicado cerca a la polea de cola sobre el camino de retorno.

Además de los accesorios de limpieza también se usan otras tecnologías, como las poleas de cola autolimpiantes, estas cuentan con unas aspas inclinadas ubicadas radialmente con respecto a su eje (figura 4.1), las cuales permiten recoger y evacuar los materiales que se encuentren adheridos en la cara interna de la banda.

Para considerar ventajas y desventajas de esta solución, se usará una referencia de este tipo de poleas desde un catálogo de componentes para bandas transportadoras, perteneciente a la industria local Dismet S.A.S. [32], quienes llevan 25 años en el mercado colombiano en el campo de accesorios para el manejo de materiales, esta selección de la industria se tomó debido a que, a la fecha del desarrollo de este documento, es la única de nuestro país que es miembro CEMA.

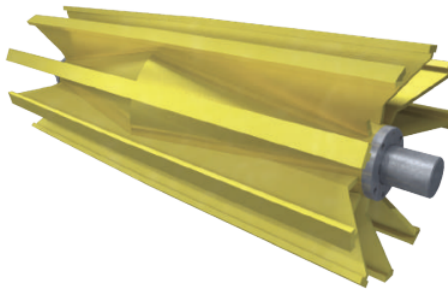


Figura 4.1: Polea de cola autolimpiante
Fuente: Catálogo Dismet S.A.S [32]

4.3. Selección del diseño

Para encontrar una justificación válida en la selección del diseño de banda transportadora con cinta de Möbius, se evalúa mediante una matriz de decisión cuál alternativa de las que existen en el mercado nombradas en la sección anterior, puede dar soluciones a las necesidades descritas indirectamente en las especificaciones de diseño.

La evaluación realizada mediante la matriz de decisión arrojó que la alternativa de la banda transportadora con cinta de Möbius es la opción más óptima para cumplir con las especificaciones de diseño establecidas. Aunque existe una diferencia mínima con respecto a la segunda opción, que es la banda transportadora con polea

autolimpiante, se destaca que la elección de la cinta de Möbius prevalece debido a su eficacia en el cumplimiento de los requisitos planteados.

Es importante señalar que, si bien la opción de la polea autolimpiante obtuvo una puntuación cercana, su precio es mayor debido a la complejidad de fabricación de este tipo de poleas en comparación con las tradicionales.

En conclusión, la mayor ventaja del diseño de Möbius es que trata de solucionar ambos problemas de vida útil y desgaste por adherencia de material a la vez, mientras que las opciones del mercado disponibles se enfocan en una sola de ellas, aunque podrían enfocarse en ambas combinando sus componentes, pero esto conllevaría a que su precio de venta se incrementa, es allí donde se marca la diferencia.

Este aspecto financiero constituye un factor clave en la decisión final, respaldando la elección de la banda transportadora con cinta de Möbius como la selección más equilibrada y acorde con las metas del diseño.

4.4. Diseño detallado

De acuerdo al libro de López [10], el diseño debe iniciar con los parámetros de entrada de la cinta transportadora: como el material que se va a transportar, la geometría de la cinta y la capacidad de transporte que se desea.

Por lo anterior, se define una longitud del transportador de 650 pies y, la capacidad que se desea para este diseño es aquella que se encuentra entre los intervalos comunes de la industria, que de acuerdo a CEMA, se encuentran entre 500 y 3000 tph.

Como material a transportar se selecciona el carbón, esto debido a que, de acuerdo a la Agencia Nacional de Minería [33], este se considera el mineral de mayor explotación en Colombia, el cual es el productor número uno en Latinoamérica. Una de las minas más importantes de nuestro país es El Cerrejón, ubicada en la Guajira, de acuerdo a información suministrada desde su página web, el tipo de carbón que se extrae es el de tipo térmico o de coque, cuyas características de acuerdo al libro de López [10] se describen en la tabla 4.6.

Tabla 4.6: Características del coke metalúrgico salido del horno

Tamaño del mineral (in)	Peso específico (T/m^3)	Ángulos (°)		Otros
		Reposo α	Inclinación máxima δ	
3-12	0,4-0,5	30-45	18	Muy abrasivo Friable

Fuente: Adaptado de [10]

Complementando la información suministrada en la tabla 4.6, el anexo A indica que en esta clase de materiales se presenta una fluidez tipo 3 (promedio), un ángulo de sobrecarga de 25° , un ángulo de reposo entre 35° - 39° por lo que se trabajará con el promedio de este intervalo, dado a que cumple con ambas fuentes, que daría como resultado 37° .

Debido a que, de acuerdo a la tabla 4.6, la máxima elevación en grados que puede tener el transportador es de 18° , se dará como parámetro de entrada que la banda tendrá una inclinación de 10° .

Por último, se debe tener en cuenta que el giro de 180° de la banda se hará en la parte inferior del transportador, es decir, sobre su ruta de retorno, como lo muestra la figura 3.1, esto debido a que las tensiones allí son más bajas, además, contará con la misma cantidad (6) de rodillos auxiliares, para lograr que el giro sea de tipo recto.

4.4.1. Ancho de banda, velocidad lineal del transportador, capacidad de carga, sección transversal de carga

Ancho de banda y velocidad del transportador

De acuerdo a la tabla 4.1 de CEMA [14], se tiene que el ancho de banda para el coque varía en determinado intervalo, por lo que se tomará el valor medio y se aproximará a los tamaños comerciales, obteniendo así un valor de 54 pulgadas, lo que corresponde, de acuerdo a la misma tabla, a una velocidad máxima de banda de 800 pies por minuto, para no trabajar con el límite máximo, se selecciona una velocidad de 700 fpm.

Sección transversal de carga A_s y capacidad

Para este ancho de banda, de acuerdo a la tabla 4.3 de CEMA [14], se tiene una sección transversal de carga A_s de $2,494 \text{ ft}^2$ y, una capacidad a 700 fpm de $104783 \text{ ft}^3/\text{h}$, o bien, $1466,96 \text{ T/h}$.

Como se puede evidenciar, el resultado obtenido en la capacidad de carga de la banda se encuentra dentro del rango común de la industria.

4.4.2. Tensiones sobre la banda, potencia, selección del motor, factor de envoltura y pandeo de la banda entre rodillos

Tensión efectiva y potencia:

Para hallar la tensión efectiva del transportador se hace uso de la ecuación 3.2, en donde se tienen los siguientes valores para cada parámetro que hace parte de la misma:

- L : Se definió como 650,0 pies.
- K_t : A temperatura ambiente, de acuerdo al anexo C, equivale a 1,0.
- W_b : Haciendo una preselección de la banda que se seleccionará, se tiene que deberá ser de recubrimientos grandes para soportar la abrasión provocada por el material, así pues, de acuerdo al libro de López [10], asumiendo los recubrimientos del orden de 8 mm y una calidad Y de la cinta, está tendría un peso de $21,5 \text{ kg/m}^2$, equivalente a $10,53 \text{ lbf/ft}$.
- W_m : De acuerdo a la ecuación 3.4 se tiene que es $69,85 \text{ lbf/ft}$.

- A_i : Haciendo una preselección de rodillos y seleccionando la clase CEMA C5 se tiene que es de 1,80.
- S_i : De acuerdo a la tabla 5.2 de la guía de diseño de CEMA [14], con la densidad media del material a transportar se tiene que sería de 4,5 ft.
- K_x : De la ecuación 3.3 se tiene que es 0,46.
- K_y : De acuerdo a los parámetros ya establecidos con anterioridad, se usan las dos tablas del anexo D y se encuentra que este factor vale 0,0235.
- H : Con el ángulo de inclinación de la banda y la longitud total, por trigonometría se tiene que es 112,87 ft.
- T_p : El transportador cuenta con una polea de cola, una motriz, dos deflectoras, una de ajuste y una de contracurvado, así pues, según el anexo E:

$$T_p = T_{cola} + T_{motriz} + 2 \cdot T_{deflectora} + T_{ajuste} + T_{contracurvado} \quad (4.1)$$

$$T_p = (200 + 200 + 2 \cdot 100 + 150 + 100) \text{ lbf} = 850,0 \text{ lbf}$$

- T_{am} : Usando la ecuación 3.5 se requiere conocer la velocidad inicial del material cuando es descargado sobre la cinta, asumiendo la condición más crítica en donde la banda deba arrancar con carga remanente en el chute, se tiene que $V_o = 0$, siendo entonces $T_{am} = 295,28 \text{ lbf}$.
- T_{ac} : De la industria Flexco, se selecciona el accesorio:
 - Limpiador primario de la marca EZP1-854 con un ancho de cuchilla de 46 pulgadas, es decir, genera un aporte de $5 \cdot 46 = 230 \text{ lbf}$.

Con los parámetros ya definidos, se tiene que la tensión efectiva es de 11088,55 lbf y por consiguiente, de la ecuación 3.1, la potencia requerida en el motor es de 233,51 HP (174,13 kW).

Selección del motor:

Se define el uso de un motor eléctrico de corriente alterna asíncrono, esto debido a que son los habitualmente usados en transportadores [10].

Contando con un motor de eficiencia IE3, con el objetivo de minimizar el consumo energético y obtener una alta eficiencia, se tiene un 95 % de eficiencia, así pues, la potencia del mismo según la ecuación 3.6, redondeando a valores comerciales, sería de 200 kW.

Con lo anterior se opta por tener estas características (o similares) para el motor:

Motor de 200kW, 440V, 60 Hz, 1800 rpm, 4 polos, trifásico, IP 55 para protección alta contra el ingreso de partículas solidas, y protección media contra el ingreso de líquidos, carcasa totalmente cerrada y refrigerada por ventilador (TEFC por sus siglas en inglés), eficiencia alta IE3 para minimizar el consumo de energía, aislamiento clase F para que soporte las condiciones de humedad y altas temperaturas que se presentan

en la zona donde se ubica el Cerrejón, correspondiente al departamento de la Guajira, y por último, con carcasa de hierro fundido por economía.

Para el reductor se sugiere que cuente con un freno de marcha atrás (backstop), debido a que, como el transportador es inclinado, se requiere un mecanismo que impida que la banda de marcha atrás, ya sea por sobrecarga o por problemas en la tensión de la banda.

De la ecuación 3.23, se tiene que la velocidad de la polea motriz es de 54,5 rpm, por lo que la relación de reducción del reductor deberá ser de 1800:54 (32:1).

Una opción comercial usada para transportadores de banda en minas abierta, podría ser un reductor cónico helicoidal perpendicular tipo K, o similar, junto a los acoplamientos requeridos.

Ángulo y factor de envoltura:

Siguiendo las recomendaciones del anexo F se tiene que, para una banda transportadora con tensor automático por gravedad, de polea motriz recubierta y con polea de contracurvado, se asumirá el ángulo de envoltura del arco en 200° , para obtener así un factor de envoltura de 0,42 en la polea motriz.

Para la polea de cola, al no contar con polea de contracurvado, se tiene un ángulo de contacto de 180° . Para las poleas de desvío se tiene un ángulo de 100° para la inferior y de 80° para la superior, esta diferencia viene dada por la inclinación del transportador y, para la polea de ajuste, al igual que la de cola, se tiene un ángulo de contacto de 180° .

Por último, para el ángulo de contacto entre la banda y la polea de contracurvado, con el objetivo de garantizar la mínima distancia de esta con la polea motriz, se opta por 20° .

Tensiones del lado tenso T1 y del lado flojo T2:

De la ecuación 3.8, resolviendo para la tensión del lado flojo T2, se tiene el primer valor de esta, equivalente a 4623,59 lbf.

El segundo valor, usando la ecuación 3.10, requiere hallar los parámetros de algunas tensiones presentes en la banda:

- T_0 : Con la ecuación 3.11 se tiene que es de 2521,91 lbf.
- T_b : De la ecuación 3.12 se tiene que es 2237,04.
- T_{yr} : De la ecuación 3.13 se tiene que es 193,24 lbf.

De acuerdo a lo anterior, el segundo valor para la tensión del lado flojo T2 es de 4565,71 lbf. La CEMA recomienda trabajar con el valor más grande, que en este caso es el hallado mediante la ecuación 3.8.

De la definición de la tensión efectiva mostrada en el marco teórico, como la sustracción entre la tensión del lado tenso T1 y la del lado flojo T2, se tiene entonces que T1 equivale a 15632,14 lbf.

Haciendo uso de la ecuación 3.7, con el coeficiente de fricción para polea motriz seca y con recubrimiento, teniendo en cuenta que la relación entre tensiones da 3,42, se tiene que:

$$3,42 \leq 3,61 \quad (4.2)$$

De acuerdo a los resultados dados en la ecuación 4.2, la desigualdad se cumple, por lo que se concluye que los valores hallados con anterioridad son válidos.

Pandeo de la banda entre rodillos:

Para encontrar la longitud vertical de la comba formada (lo que cae) en la banda entre los rodillos de carga y de retorno, se usará la ecuación 3.9, donde no solamente variará el espaciado entre rodillos, sino también la tensión; la curvatura de la banda para la zona de carga se trabaja con la tensión correspondiente T1, y para la zona de retorno con T2. Así pues se obtiene un valor de 0,0145 ft entre rodillos de carga y 0.2455 ft en los de retorno. Como se puede evidenciar, para ambos caminos se está cumpliendo la recomendación hecha por la CEMA, en donde la curvatura debía tener una caída medida verticalmente menor que el 3 % del espacio entre rodillos, en este caso en particular, menor que 0,135 ft para el camino de carga, y de 0.30 ft para el de retorno.

4.4.3. Referencia de la banda textil seleccionada

La banda que se selecciona para el transporte del material es de tejidos sintéticos EP (poliéster y nailon), debido a que son las que habitualmente se usan en la industria minera cuando se requieren resultados aceptables y económicos.

Para la selección de esta, se debe tener en cuenta la resistencia nominal mínima que debe ofrecer la banda, para ello con la ecuación 3.38, teniendo un factor de servicio preseleccionado del anexo H correspondiente a una cubierta inferior tipo V3, con polea seca recubierta de valor 1,3, se tiene que la fuerza de tracción máxima de la banda es de 63676,08 N.

Luego, con la ecuación 3.39 teniendo un coeficiente de seguridad de 10 (bandas textiles), se tiene que la resistencia a tracción mínima que debe tener la banda seleccionada es de 464,25 N/mm.

Basándonos en lo expuesto, se opta por seleccionar una banda de referencia EP 500. Esta elección se fundamenta en su resistencia a la tracción mínima de 500 N/mm, tal como indica su nombre. Comúnmente, las compañías fabricantes de bandas transportadoras ofrecen espesores diferentes para la cubierta inferior y superior. Esta disparidad se justifica por la exposición de la parte superior a un mayor impacto y daño ocasionado por el material transportado, lo que motiva el uso de un espesor superior que suele ser el doble del espesor inferior.

No obstante, es relevante señalar que el diseño desarrollado en este documento presenta una particularidad: ambas caras de la banda entran en contacto con el material. Por consiguiente, se requiere una banda con espesores iguales en ambas caras para asegurar un rendimiento óptimo en estas condiciones específicas.

De acuerdo con la tabla 3.10, teniendo en cuenta que el material tiene un tamaño de los trozos promedio de 190,5 mm, y que, de la ecuación 3.40 se tiene que el tiempo de recorrido es de 1,86 minutos, el espesor recomendado sería de 7 mm para el recubrimiento superior, y de 3 mm para el inferior.

Como se requiere que ambos espesores sean iguales para este caso en específico, se opta por buscar en el mercado una banda con 7 mm de espesor en cada cubierta.

De la industria china Ningbo Sinoconve Belt Co., Ltd se selecciona la referencia EP500/4 7+7 DIN W, de 54 pulgadas de ancho, cuyo recubrimiento de grado W garantiza trabajar con materiales muy abrasivos alargando la vida útil lo mayor posible.

Las características de esta referencia se muestran en la tabla 4.7:

Tabla 4.7: Ficha técnica de la banda transportadora EP500/4 (7+7) W

Resistencia a tracción (N/mm)	500
Tipo de tejido	EP (Poliéster/ Poliamida)
No. telas	4
Espesor total (mm)	17
Cubierta superior (mm)	7
Cubierta inferior (mm)	7
Peso (kg/m^2)	21,38
Ancho (in)	54
Diámetro mínimo de la polea (mm)	800
Temperatura de trabajo	-30°C/80°C
Estiramiento máximo	400 %
Abrasión máxima (mm^3)	90

Fuente: Ningbo Sinoconve Belt CO., Ltd

Como se puede evidenciar en la tabla 4.7, de acuerdo al peso de la banda seleccionada, el cálculo realizado anteriormente en la tensión efectiva donde se preseleccionó una banda con un peso de $21,5 kg/m^2$ presenta un porcentaje de error menor que el 1 %, por lo que se considerará válido.

4.4.4. Selección de poleas, longitud del tensor y tensiones en las poleas

De acuerdo a la ecuación 3.22, seleccionando una capacidad de transmisión promedio de $1800 kg/m^2$ se tiene que el diámetro mínimo de la polea motriz deberá ser de 1082,25 mm.

Según la tabla 4.7 para esta referencia de banda, se tiene un diámetro mínimo de polea motriz de 800 mm, por lo que el valor encontrado mediante la expresión proporcionada por la norma DIN 22101 [18] es válido.

Seleccionando un diámetro comercial de polea motriz, de acuerdo a la tabla 3.2, se tiene entonces un diámetro de 1250 mm. Complementando el arreglo de poleas, según la tabla 3.3, para esta polea motriz se debe tener poleas tensora y de reenvío de 1000 mm, poleas de desvío de 800 mm y poleas adicionales de 630 mm.

Para el ancho de cara de las poleas, de acuerdo a la tabla 3.1, se tiene que equivale a 1600 mm.

Longitud del tensor

De acuerdo a la ecuación 3.24 se tiene que la longitud del tensor deberá ser 4358,43 mm.

Polea de ajuste

Fuerzas que actúan sobre la polea:

Para calcular el valor del peso que debe tener el sistema tensor automático de gravedad, se requiere conocer las tensiones en la zona donde va instalado, como primer paso tenemos el diagrama de fuerzas de la polea de ajuste en la figura 4.2:

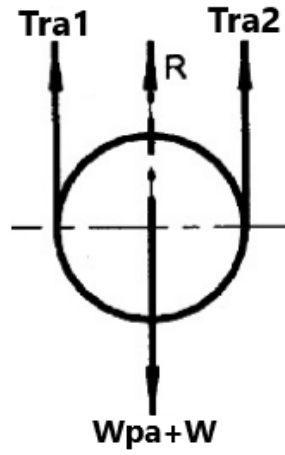


Figura 4.2: Diagrama de cuerpo libre de la polea de ajuste o tensora por gravedad
Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

El peso denominado W_{pa} hace referencia al peso propio de la polea, mientras que, el peso W es el correspondiente al del objeto que debe sostener la polea para hacer su trabajo de tensionar la banda. La fuerza R es la resultante de todas las fuerzas sobre la polea.

Como era de prever, el número que se agrega al nombre de la tensión indica que las tensiones no son idénticas; presentan pequeñas variaciones. Este fenómeno se debe a que, según las ecuaciones establecidas por CEMA para calcular las tensiones en diversos puntos, estas fluctúan a lo largo del transportador. En consecuencia, las tensiones solo coincidirán de manera exacta si se evalúan en el mismo punto.

Brindando solución al DCL de la polea de ajuste (figura 4.2) se tiene que:

$$W_{pa} + W = T_{ra1} + T_{ra2} \quad (4.3)$$

Para encontrar el valor de las tensiones, debido a que se encuentran sobre el camino de retorno, se usa la ecuación 3.19, donde se evalúa el valor de las tensiones en los puntos a1 y a2.

Como se había dicho anteriormente, estas tensiones dependen del lugar donde se encuentren, por lo que se requiere definir la ubicación del ajuste de tensión gravitatorio, así pues, de acuerdo a CEMA se deben seguir las siguientes recomendaciones:

- El sistema de ajuste tensionador automático por gravedad deberá ubicarse lo más cerca posible de la polea motriz.
- Entre el ajuste de la polea tensora y la polea de contracurvado se recomienda tener por lo menos un rodillo de retorno.
- La distancia entre dicho rodillo de retorno y la polea de contracurvado deberá ser de al menos 3 veces el diámetro de esta última.
- El sistema de ajuste de tensión automático por gravedad deberá estar lo suficientemente alejado del rodillo de retorno, esto para facilitar el mantenimiento del mismo a futuro.

Para la última recomendación se consideró que, una distancia apropiada entre la polea de desvío del ajuste de tensión y el rodillo de retorno siguiente, sería de 10 pies, la misma distancia que hay entre rodillos en la parte inferior de la banda.

Para la determinación de la distancia entre los centros de la polea de contracurvado y la polea motriz se tiene en cuenta el ángulo de contacto de la banda con cada una de estas, como se definió anteriormente, el ángulo de contacto de la banda con la polea motriz es de 200° , mientras que para la polea de contracurvado se definió un valor de 20° , no solamente por ser común en la industria, sino también para garantizar la mínima distancia entre ambas poleas, como lo recomienda el libro de Martín Engineering Company [13].

De acuerdo a lo dicho anteriormente se obtiene entonces el esquema del camino de retorno de la zona de descarga, mostrado en la figura 4.3:

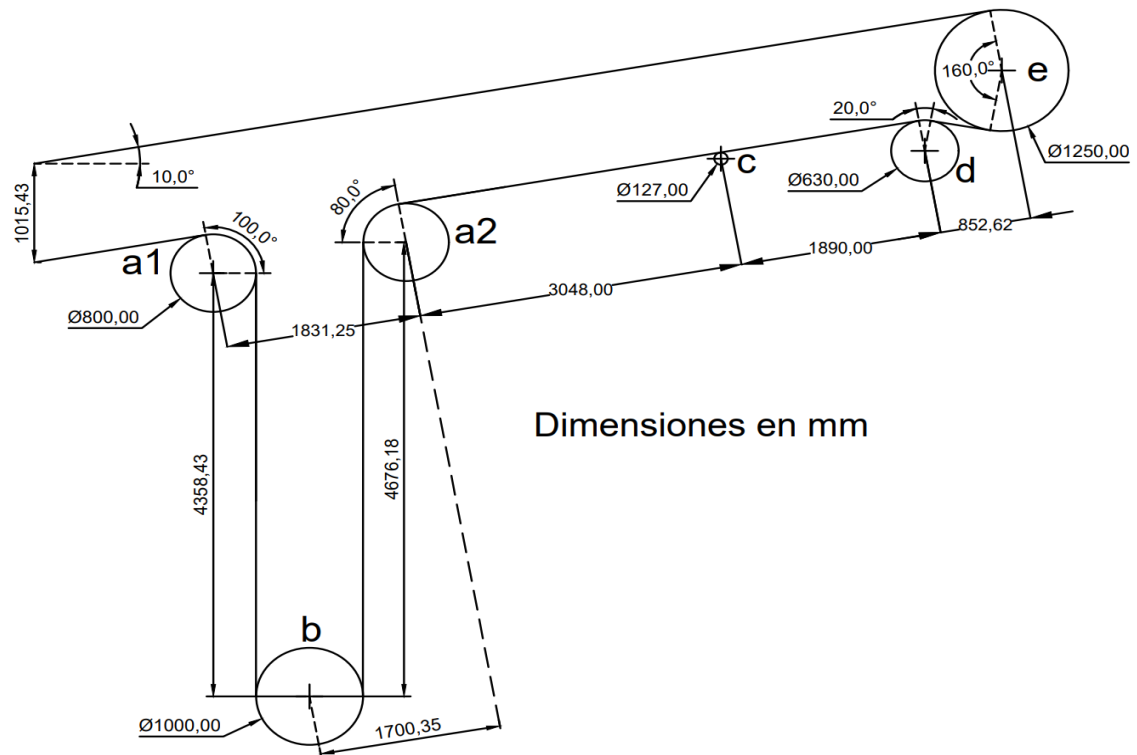


Figura 4.3: Esquema del camino de retorno de la zona de descarga junto con el sistema de ajuste de tensión por gravedad
Fuente: Autor

La figura 4.3 presenta el esquema de la zona de descarga del material, desde el inicio del ajuste de tensión, conformado por dos poleas de desvío (poleas a1 y a2) nombradas de forma distinta, debido a que, como consecuencia de la inclinación de 10° del transportador, estas cuentan con ángulos de contacto con la banda que difieren entre sí (100° y 80° respectivamente), y la polea de ajuste o tensionadora (polea b) cuya distancia entre centros con la polea de desvío a1 concuerda con la longitud del tensor hallada anteriormente (4358,43 mm), hasta la polea motriz (polea e) con su respectivo ángulo de contacto, pasando por el rodillo de retorno (c) y la polea de contracurvado (polea d).

Así pues, de la figura 4.3, sumando las distancias se encuentra que, la distancia total entre centros de la polea de ajuste y la motriz, es de 7490,97 mm.

La ecuación 3.19 tiene parámetros que son constantes y que ya fueron hallados con anterioridad, los parámetros nuevos como H_x y L_x dependen de la localización de las poleas, con el esquema de la figura 4.3 se encuentran estos dos valores y, las dos tensiones de la polea de ajuste se hallan solucionando las ecuaciones 3.20 y 3.21 se muestran en la tabla 4.8:

Tabla 4.8: Tensiones T_{ra1} y T_{ra2} de la polea de ajuste, según los parámetros que conforman las ecuaciones 3.19, 3.20 y 3.21

Tensión	Hx (ft)	Lx (ft)	T_{wrx} (lbf)	T_{frx} (lbf)	T_{rx} (lbf)
T_{ra1}	89,13	623,80	1766,43	185,45	4102,89
T_{ra2}	89,13	627,03	1766,43	186,41	4101,93

Fuente: Autor

Como se puede evidenciar en la tabla 4.8 las tensiones de la polea de ajuste son similares pero no exactamente iguales, esto debido a que la distancia Lx desde la polea de cola hasta la zona donde se localiza la banda que genera la tensión, son distintas.

Con los valores de las tensiones ya definidos y haciendo uso de la ecuación 4.3 se tiene que, el peso que se le debe colocar al sistema de ajuste de tensión por gravedad junto con el peso de la polea tensora debe sumar 8204,82 lbf, cuyo equivalente en masa es de 4102,41 kg.

El diagrama de fuerzas resuelto permite conocer la fuerza resultante de la polea de ajuste, para este arreglo se tiene que es cero, esto debido a que, para conocer el valor del peso que debe llevar la polea para cumplir su función de mantener tensa la banda, se asumió que debía estar en equilibrio.

Validación del diámetro de la polea:

Para validar si el diámetro seleccionado para la polea tensora es válido para soportar las cargas a la que se somete, de la ecuación 3.25, se tiene que las libras por pulgada de ancho PIW de la banda sobre la polea es de 204,13.

De la tabla 3.4, para un ángulo de contacto entre polea y banda de 180° , y el diámetro de la polea de ajuste, se tiene que el PIW máximo es de 639,59.

Comparando ambos valores de PIW, se tiene que el valor de diámetro de la polea es válido, y soportará sin problemas las cargas a las que se encuentra expuesta.

Con la validación anterior se opta por seleccionar una polea del mercado, cuyas características brindadas por la industria Jinan Yuanxin Conveyor Machinery Co., LTD se muestran en la tabla 4.9:

Tabla 4.9: Ficha técnica de la polea de ajuste

Diámetro de la polea (mm)	1000 $\pm 0,8$
Ancho de cara (mm)	1600 $\pm 1,2$
Recubrimiento de la polea	Ninguno, lisa
Material de la polea	Acero al carbono Q235
Peso aproximado de la polea (kg)	3760
Espesor de la pared de la polea (mm)	25 $\pm 0,2$
Diámetro del eje en la parte central (mm)	284 $\pm 0,5$
Diámetro del eje en los extremos (mm)	240 $\pm 0,006$
Material del eje	Acero al carbono 45
Distancia entre chumaceras B (mm)	2100 $\pm 2,0$
Brazo del momento de área medido hasta el cambio de sección C (mm)	202,50 $\pm 1,0$
Material de la chumacera	Acero fundido
Rodamiento	SKF 23248

Fuente: Jinan Yuanxin Conveyor Machinery CO., Ltd

En la sección de anexo I se encuentran disponibles todos los planos que describen las distintas partes que componen la banda transportadora. Para obtener detalles más específicos sobre la polea de ajuste, se sugiere consultar este anexo.

Diámetro mínimo del eje y su deflexión:

Con el objetivo de comprobar si el diámetro del eje suministrado en la referencia de polea brindada por el proveedor, es suficiente para soportar los momentos y fuerzas a los que está sometida y además, no se flexiona más de lo que se recomienda, se realiza el cálculo del mínimo diámetro de eje y su deflexión.

De la tabla 3.5, se tiene que, para una distancia entre centros de chumacera de 2100,00 mm, y un ancho de cara de 1600 mm, L_{c-a} es aproximadamente 20 pulgadas, que corresponde a un diámetro preliminar del eje de la polea de 6 1/2 pulgadas.

Para hallar el diámetro mínimo del eje según la ecuación 3.26, se tienen los siguientes valores para cada parámetro que hace parte de la misma:

- FS: 1,5 siguiendo la recomendación de CEMA.
- M: Usando la ecuación 3.27 se tiene que es cero, debido a que la resultante de la polea es cero.
- k_a : 0,8 para ejes maquinados.
- k_b : Con el diámetro preliminar se tiene que vale:

$$D_{mineje}^{-0,19} = 0,701 \quad (4.4)$$

- k_c : 0,897 siguiendo la recomendación de CEMA.

- k_d : 1,0 para condiciones de trabajo entre -57° y 204° .
- k_e : 1,0 para esfuerzos cíclicos que no superen S_f^*
- k_f : De acuerdo al material del que está hecho el eje, se tiene que presenta una dureza de 180 BHN, y la referencia seleccionada cuenta con cuña sled runner, por lo que este factor vale 0,77.
- k_g : 1,0 para servicio normal del transportador.
- S_f^* : Para SAE 1045 es 41000 psi.
- S_f : De la ecuación 3.28 se tiene que es 15874,62 psi.
- M_T : De la ecuación 3.29 se tiene que es 216703,67 lbf-in.
- S_y : Para SAE 1045 es 45000 psi.

Así pues, se tiene que el diámetro mínimo del eje debe ser de 4 pulgadas.

De los dos diámetros encontrados seleccionamos el mayor, es decir, se requiere que el eje tenga un diámetro mínimo de 6,50 pulgadas, por lo tanto el eje seleccionado del mercado es válido, dado que es de aproximadamente 12 pulgadas.

Debido que la resultante de la polea es cero, se concluye que la deflexión que sufre su eje es más pequeña que la recomendada por CEMA.

Fuerzas resultantes de las poleas, validación de su diámetro y deflexión de sus ejes

De manera análoga al procedimiento realizado en la polea de ajuste, se presentan los siguientes resultados para las poleas motriz, de reenvío, de desvío y de contra-curvado:

Polea motriz:

Para calcular la resultante sobre la polea se parte de su diagrama de fuerzas mostrado en la figura 4.4:

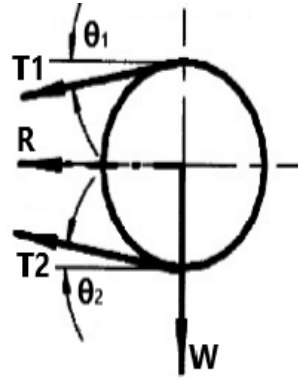


Figura 4.4: Diagrama de cuerpo libre de una polea motriz con ángulo de contacto con la banda mayor que 180° , con inclinación θ_1 y con polea de contracurvado (que forma el ángulo θ_2)

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

De la figura 4.4 se tiene que la carga resultante es [19]:

$$R = \sqrt{(T_1 \cdot \cos \theta_1 + T_2 \cdot \cos \theta_2)^2 + (-T_1 \cdot \sin \theta_1 + T_2 \cdot \sin \theta_2 - W)^2} \quad (4.5)$$

Con el diámetro y el ancho de cara para esta polea determinados con anterioridad, de la industria Jinan Yuanxin Conveyor Machinery Co., LTD, se tiene la referencia que cuenta con las características mostradas en la tabla 4.10:

Tabla 4.10: Ficha técnica de la polea motriz

Diámetro de la polea (mm)	1250 $\pm$ 1, 2
Ancho de cara (mm)	1600 $\pm$ 1, 2
Recubrimiento de la polea	De espiga
Espesor del recubrimiento (mm)	15
Material de la polea	Acero al carbono Q235
Peso aproximado de la polea (kg)	4810
Espesor de la pared de la polea (mm)	25 $\pm$ 0, 2
Diámetro del eje en la parte central (mm)	304 $\pm$ 0, 5
Diámetro del eje en los extremos (mm)	260 $\pm$ 0, 006
Tipo de ranura	Sled runner
Material del eje	Acero al carbono 45
Distancia entre chumaceras B (mm)	2100 $\pm$ 2, 0
Brazo del momento de área medido hasta el cambio de sección C (mm)	202,50 $\pm$ 1, 0
Material de la chumacera	Acero fundido
Rodamiento	SKF 24152

Fuente: Jinan Yuanxin Conveyor Machinery CO., Ltd

Para obtener detalles más específicos sobre la polea motriz, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

De acuerdo a los datos brindados en la tabla 4.10 y haciendo uso de la ecuación 4.5, se tienen los siguientes parámetros de la polea motriz mostrados en la tabla 4.11:

Tabla 4.11: Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea motriz

T_1 (lbf)	T_2 lbf	θ_1	θ_2	R (lbf)	PIW (ec. 3.25)	PIW máx
15632,14	4623,59	10,0°	20,0°	23507,34	289,48	669,20

Fuente: Autor

Cómo se puede evidenciar en la tabla 4.11, el PIW máximo es mayor que el hallado según la carga que soporta la polea motriz, lo que indica que el diámetro de la polea es válido, y soportará las cargas a las que se encuentra sometida.

De la tabla 3.5 diámetro mínimo del eje preseleccionado es de 6,5 pulgadas, debido a que la longitud L_{c-a} es de 20 pulgadas.

El valor del factor de corrección de límite de fatiga del eje S_f es igual en todas las poleas, debido a que las poleas están hechas del mismo material. Por otro lado, se tiene un momento flector M de 117999,47 lbf-in y un momento torsor M_T de 270879,59 lbf-in, lo que, de acuerdo a la ecuación 3.26 indica un diámetro mínimo del eje de 5 3/16 pulgadas.

De acuerdo a la tabla 4.10, el diámetro del eje de la polea seleccionada es mayor que el del eje preseleccionado, por tanto es válido y soportará las cargas que se aplican sobre él sin problemas.

Para la deflexión que sufre el eje de la polea motriz, se presenta la tabla 4.12, donde se da el valor de los parámetros necesarios para calcularlo, sin contar con las distancias que ya están especificadas en la tabla 4.10, la distancia A que es igual en todas las poleas. Los momentos de inercia fueron calculados usando la ecuación 3.31.

Tabla 4.12: Deflexión del eje para la polea motriz según la ecuación 3.30

E SAE 1045 (psi)	I (in ⁴)	I ₂ (in ⁴)	Deflexión $\tan\alpha$ (in)
29000000 [19]	538,93	1007,23	0,00015

Fuente: Autor

Como se puede observar en la tabla 4.12 la deflexión es menor que la máxima recomendada por CEMA (0,0023 in), de modo que el diámetro del eje seleccionado es apropiado.

Polea de reenvío:

Para calcular la resultante sobre la polea se parte de su diagrama de fuerzas mostrado en la figura 4.5:

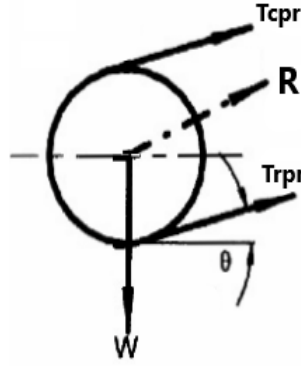


Figura 4.5: Diagrama de cuerpo libre de una polea de cola con ángulo de contacto con la banda de 180° y con inclinación θ
Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

De la figura 4.5 se tiene que la carga resultante es:

$$R = \sqrt{(\cos \theta \cdot (T_{rpr} + T_{cpr}))^2 + (\sin \theta \cdot (T_{rpr} + T_{cpr}) - W)^2} \quad (4.6)$$

Con las diámetro y el ancho de cara para esta polea determinados con anterioridad, de la industria Jinan Yuanxin Conveyor Machinery Co., LTD, se tiene que la referencia de polea es exactamente igual a la de ajuste, con las mismas características brindadas en la tabla 4.9.

Para encontrar el valor de las tensiones, se resuelven las ecuaciones 3.16 y 3.19 con los parámetros que las componen. La tabla 4.13 muestra los resultados obtenidos:

Tabla 4.13: Tensiones T_{cpr} y T_{rpr} de la polea de reenvío, según los parámetros que conforman las ecuaciones 3.16 y 3.19

Tensión	Hx (ft)	Lx (ft)	T_{wcx} (lbf)	T_{fcx} (lbf)	T_{cx} (lbf)
T_{cpr}	0	0	0	0	2521,90
Tensión	Hx (ft)	Lx (ft)	T_{wrx} (lbf)	T_{frx} (lbf)	T_{rx} (lbf)
T_{rpr}	3,281	0	65,02	0	2586,93

Fuente: Autor

De acuerdo a lo anterior, se tiene que, haciendo uso de la ecuación 4.6, las tensiones y el PIW de la polea de reenvío se muestran en la tabla 4.14:

Tabla 4.14: Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de reenvío

T_{cpr} (lbf)	T_{rpr} lbf	θ	R (lbf)	PIW (ec. 3.25)	PIW máx
5604,23	5539,21	10,0°	8951,39	153,53	639,59

Fuente: Autor

Cómo se puede evidenciar en la tabla 4.14, el PIW máximo es mayor que el hallado según la carga que soporta la polea de reenvío, lo que indica que el diámetro de la polea es válido, y soportará las cargas a las que se encuentra sometida.

De la tabla 3.5, debido a que la longitud L_{c-a} es igual al de la polea motriz y al de la polea de ajuste, el valor del diámetro preseleccionado es de 6,5 pulgadas.

De la ecuación 3.27 se tiene un momento flector M de 44933,15 lbf-in y de la ecuación 3.29 un momento torsor M_T de 216703,67 lbf-in, lo que, de acuerdo a la ecuación 3.26 indica un diámetro mínimo del eje de $4 \frac{9}{32}$ pulgadas.

Se concluye que el diámetro del eje es válido, debido a que es mayor que el preseleccionado.

Para la deflexión que sufre el eje de la polea de reenvío, se presenta la tabla 4.15 a manera de resumen de los parámetros encontrados.

Tabla 4.15: Deflexión del eje para la polea de reenvío según la ecuación 3.30

E SAE 1045 (psi)	I (in⁴)	I₂(in⁴)	Deflexión $\tan\alpha$ (in)
290000000 [19]	391,27	767,20	0,000079

Fuente: Autor

Como se puede observar en la tabla 4.15 la deflexión es menor que la máxima recomendada por CEMA (0,0023 in), de modo que el diámetro del eje seleccionado es apropiado.

Poleas de desvío:

Para calcular la resultante sobre la polea de desvío inferior a y superior b se parte de su diagrama de fuerzas mostrado en la figura 4.6:

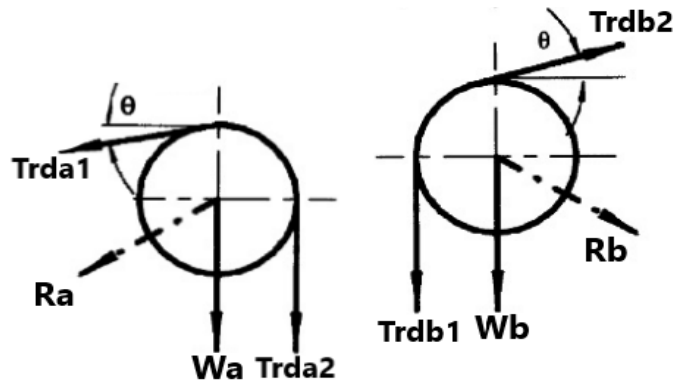


Figura 4.6: Diagrama de cuerpo libre de la polea de desvío inferior a (izquierda) y superior b (derecha) con inclinación (que forma el ángulo θ)

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

De la figura 4.6 se tiene que la carga resultante es [19]:

Para la polea de desvío inferior a:

$$R_a = \sqrt{(T_{rda1} \cdot \cos \theta)^2 + (-T_{rda1} \cdot \sin \theta - T_{rda2} - W_a)^2} \quad (4.7)$$

Para la polea de desvío superior b:

$$R_b = \sqrt{(T_{rdb2} \cdot \cos \theta)^2 + (T_{rdb2} \cdot \sin \theta - T_{rdb1} - W_b)^2} \quad (4.8)$$

Para facilitar el cálculo se asumirá que las tensiones T_{rda2} y T_{rdb1} son equivalentes a las de la polea de ajuste T_{ra1} y T_{ra2} respectivamente.

Con el diámetro y el ancho de cara determinados con anterioridad, de la industria Jinan Yuanxin Conveyor Machinery Co., LTD, se tiene la referencia para estas poleas que cuentan con las características mostradas en la tabla 4.16:

Tabla 4.16: Ficha técnica de las poleas de desvío

Diámetro de la polea (mm)	800 $\pm$ 0,8
Ancho de cara (mm)	1600 $\pm$ 1,2
Recubrimiento de la polea	Ninguno, lisa
Material de la polea	Acero al carbono Q235
Peso aproximado de la polea (kg)	2270
Espesor de la pared de la polea (mm)	20 $\pm$ 0,2
Diámetro del eje en la parte central (mm)	244 $\pm$ 0,5
Diámetro del eje en los extremos (mm)	200 $\pm$ 0,006
Material del eje	Acero al carbono 45
Distancia entre chumaceras B (mm)	2100 $\pm$ 2,0
Brazo del momento de área medido hasta el cambio de sección C (mm)	155,83 $\pm$ 1,0
Material de la chumacera	Acero fundido
Rodamiento	SKF 23240

Fuente: Jinan Yuanxin Conveyor Machinery CO., Ltd

Para obtener detalles más específicos sobre la polea de desvío, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

Para encontrar las tensiones T_{rda1} y T_{rdb2} se usa la ecuación 3.19, la tabla 4.17 muestra los valores encontrados:

Tabla 4.17: Tensiones T_{rda1} y T_{rdb2} de la polea de desvío inferior a y superior b, según los parámetros que conforman la ecuación 3.19

Tensión	Hx (ft)	Lx (ft)	T_{wrx} (lbf)	T_{frx} (lbf)	T_{rx} (lbf)
T_{rda1}	105,20	624,99	2084,95	185,80	4421,05
T_{rdb2}	106,24	631,01	2105,63	187,59	4439,94

Fuente: Autor

De acuerdo a los datos brindados en la tabla 4.16 se tiene que, haciendo uso de

la ecuación 4.7, los componentes del diagrama de fuerzas y el PIW de la polea de desvío inferior se muestran en la tabla 4.18:

Tabla 4.18: Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de desvío inferior a

T_{rda1} (lbf)	T_{rda2} lbf	θ	Ra (lbf)	PIW (ec. 3.25)	PIW máx
4421,05	4102,89	10,0°	9097,25	81,87	228,66

Fuente: Autor

La tabla 4.19 muestra los resultados obtenidos del diagrama de fuerzas y del PIW para la polea de desvío superior b:

Tabla 4.19: Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de desvío superior b

T_{rdb1} (lbf)	T_{rdb2} lbf	θ	Rb (lbf)	PIW (ec. 3.25)	PIW máx
4101,93	4439,94	10,0°	9103,29	82,22	228,66

Fuente: Autor

Cómo se puede evidenciar en la tablas 4.18 y 4.19, el PIW máximo es mayor que los dos hallados según la carga que soporta cada polea, lo que indica que el diámetro de ambas poleas es válido, y soportará las cargas a las que se encuentren sometidas.

De la tabla 3.5 el diámetro mínimo del eje preseleccionado es de 6,5 pulgadas para ambas poleas de desvío, debido a que la longitud L_{c-a} es de 20 pulgadas.

De la ecuación 3.27 se tiene un momento flector M de 45665,35 lbf-in y 45695,67 lbf-in para las poleas de desvío inferior y superior respectivamente.

De la ecuación 3.29 un momento torsor M_T de 216703,67 lbf-in y 173362,94 lbf-in para las poleas de desvío inferior y superior respectivamente.

De acuerdo a la ecuación 3.26 indica un diámetro mínimo del eje de 4 1/4 in y de 4 11/16 in para las poleas de desvío inferior y superior respectivamente.

De acuerdo a la tabla 4.16, el diámetro del eje de la polea seleccionada es mayor que el del eje preseleccionado (que es el más grande encontrado), por tanto es válido y soportará las cargas que se aplican sobre él sin problemas.

La deflexión que sufre el eje de las poleas de desvío inferior y superior son prácticamente iguales, esto debido a que la diferencia entre fuerzas resultantes de ambas poleas es pequeña, así pues, se presenta la tabla 4.20, donde se da el valor de los parámetros necesarios para calcularlo, sin contar con las distancias que ya están especificadas en la tabla 4.16. Los momentos de inercia fueron calculados usando la ecuación 3.31.

Tabla 4.20: Deflexión del eje para ambas poleas de desvío inferior y superior según la ecuación 3.30

E SAE 1045 (psi)	I (in⁴)	I₂(in⁴)	Deflexión $\tan\alpha$ (in)
29000000 [19]	188,69	418,02	0,00015

Fuente: Autor

Como se puede observar en la tabla 4.20 la deflexión es menor que la máxima recomendada por CEMA (0,0023 in), de modo que el diámetro del eje seleccionado es apropiado.

Polea de contracurvado:

Para calcular la resultante sobre la polea se parte de su diagrama de fuerzas mostrado en la figura 4.7:

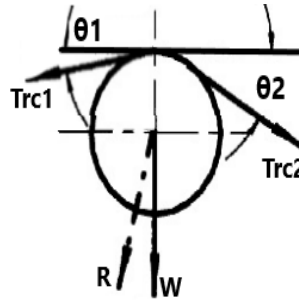


Figura 4.7: Diagrama de cuerpo libre de una polea de contracurvado con inclinación θ_1 y ángulo θ_2 correspondiente al que forma con la polea motriz de la figura 4.4

Fuente: Adaptado de CEMA/ANSI B105.1-2015 [19]

De la figura 4.7 se tiene que la carga resultante es [19]:

$$R = \sqrt{(T_{rc2} \cdot \cos \theta_2 - T_{rc1} \cdot \cos \theta_1)^2 + (T_{rc2} \cdot \sin \theta_2 + T_{rc1} \cdot \sin \theta_1 + W)^2} \quad (4.9)$$

Con el diámetro y el ancho de cara determinados con anterioridad, de la industria Jinan Yuanxin Conveyor Machinery Co., LTD, se tiene la referencia para estas poleas que cuentan con las siguientes características:

Tabla 4.21: Ficha técnica de la polea de contracurvado

Diámetro de la polea (mm)	630 $\pm$ 0,8
Ancho de cara (mm)	1600 $\pm$ 1,2
Recubrimiento de la polea	Ninguno, lisa
Material de la polea	Acero al carbono Q235
Peso aproximado de la polea (kg)	1450
Espesor de la pared de la polea (mm)	20 $\pm$ 0,2
Diámetro del eje en la parte central (mm)	194 $\pm$ 0,5
Diámetro del eje en los extremos (mm)	160 $\pm$ 0,006
Material del eje	Acero al carbono 45
Distancia entre chumaceras B (mm)	2050 $\pm$ 2,0
Brazo del momento de área medido hasta el cambio de sección C (mm)	130,16 $\pm$ 1,0
Material de la chumacera	Acero fundido
Rodamiento	SKF 22232

Fuente: Jinan Yuanxin Conveyor Machinery CO., Ltd

Para obtener detalles más específicos sobre la polea de contracurvado, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

Para encontrar el valor de las tensiones, se resuelve la ecuación 3.19 con los parámetros que la componen. La tabla 4.22 muestra los resultados obtenidos:

Tabla 4.22: Tensiones T_{rc1} y T_{rc2} de la polea de contracurvado, según los parámetros que conforman la ecuación 3.19

Tensión	Hx (ft)	Lx (ft)	T_{wrx} (lbf)	T_{frx} (lbf)	T_{rx} (lbf)
T_{rc1}	109,054	647,20	2161,39	192,41	4490,88
T_{rc2}	109,052	647,56	2161,35	192,51	4490,74

Fuente: Autor

Haciendo uso de la ecuación 4.9, los resultados obtenidos del diagramas de fuerza y el PIW se muestran en la tabla 4.23:

Tabla 4.23: Componentes del diagrama de fuerzas y validación del PIW de la polea de contracurvado

T_{rc1} (lbf)	T_{rc2} lbf	θ_1	θ_2	R (lbf)	PIW (ec. 3.25)	PIW máx
4490,88	4490,74	10,0°	10,0°	4532,14	83,16	208,70

Fuente: Autor

Cómo se puede evidenciar en la tabla 4.23, el PIW máximo es mayor que el hallado según la carga que soporta la polea de reenvío, lo que indica que el diámetro de la polea es válido, y soportará las cargas a las que se encuentra sometida.

De la tabla 3.5, debido a que la longitud L_{c-a} es de aproximadamente 18 pulgadas, el valor del diámetro preseleccionado es de 6 pulgadas.

De la ecuación 3.27 se tiene un momento flector M de 20519,54 lbf-in, de la ecuación 3.28, debido a que para esta polea el diámetro preseleccionado es distinto a las demás, el factor k_b vale 0,711, luego es factor de corrección del límite de fatiga del eje S_f es 16117,89 psi, y de la ecuación 3.29 un momento torsor M_T de 136523,31 lbf-in, lo que, de acuerdo a la ecuación 3.26 indica un diámetro mínimo del eje de 3 9/16 pulgadas.

Se concluye que el diámetro del eje es válido, debido a que es mayor que el preseleccionado (el cual es el mayor de los dos calculados).

Para la deflexión que sufre el eje de la polea de reenvío, se presenta la tabla 4.24 a manera de resumen de los parámetros encontrados.

Tabla 4.24: Deflexión del eje para la polea de contracurvado según la ecuación 3.30

E SAE 1045 (psi)	I (in⁴)	I₂(in⁴)	Deflexión tanα (in)
29000000 [19]	77,29	167,05	0,00015

Fuente: Autor

Como se puede observar en la tabla 4.24 la deflexión es menor que la máxima recomendada por CEMA (0,0023 in), de modo que el diámetro del eje seleccionado es apropiado.

4.4.5. Rodillos y longitud de transición

Espaciado entre rodillos:

Partiendo del peso específico suministrado en la tabla 4.6 se tiene que la densidad se encuentra en el intervalo de 25 a 31 lb/ft^3 , seleccionando el valor medio de este se obtiene un valor de 28 lb/ft^3 , por lo que, para el ancho de banda seleccionado, el espaciado entre rodillos de carga de acuerdo a la tabla 5.2 de la guía de diseño de CEMA [14] será de 4,5 pies, y entre rodillos de retorno será de 10 pies.

Los rodillos de impacto que están cerca a la zona de carga tendrán un espacio de 2,25 pies, de acuerdo a la sugerencia de esta misma tabla.

Rodillos de carga y de retorno:

Para seleccionar la clasificación de los rodillos que se usarán en el diseño se debe encontrar la carga máxima que son capaces de soportar, esta depende de la altura de desalineamiento del rodillo IML, de acuerdo a la ecuación 3.34, con un valor de desalineamiento por tolerancia de instalación máximo de 1/4 de pulgada, se tiene que:

- Para los rodillos de carga: $IML_C = 12,06$.
- Para rodillos de retorno: $IML_R = 1,61$.

De acuerdo a la ecuación 3.32 y 3.33, se tiene que la carga real sobre los rodillos en el camino de carga es de 415,57 lbf, y de 199,80 lbf para los rodillos de retorno.

De la tabla 5.8 de la CEMA [14] la máxima carga para rodillos de carga de 35° clase C en bandas con ancho de 54 pulgadas es de 698 lbf, estos están compuestos por 3 rodillos de igual longitud como muestra la figura 4.8, ya que esta disposición permite obtener mayor capacidad de carga, además, según la CEMA [14] este ángulo es el más utilizado en el mercado. Esta carga es apropiada al situarse por encima de la carga previamente determinada. Sin embargo, es importante destacar que esta categoría no es idónea para los rodillos de retorno, ya que el ancho de banda seleccionado no emplea esta clasificación para este tipo específico de rodillos.

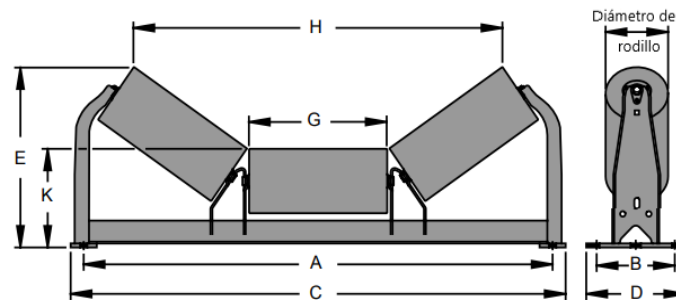


Figura 4.8: Estación de carga compuesta por tres rodillos de igual longitud situados en forma de artesa (terna), con sus dimensiones acotadas

Fuente: Adaptado del catálogo de Precision Pulley & Idler Inc. [34]

Para los rodillos de retorno, haciendo uso de la tabla 5.9 de CEMA [14] se tiene que la clase D es óptima para la carga de 199,80 lbf que se requiere, esto debido a que se tiene una máxima carga de 375 lbf para el ancho de la polea en este tipo de rodillos.

Para obtener la longitud (ancho de cara) de los rodillos, de acuerdo a la tabla 3.8, para el ancho de banda seleccionado, se tiene una longitud de 530 mm para rodillos de carga, y de 1600 mm para rodillos de retorno.

Según la tabla 5.1 de la guía CEMA [14] de la clasificación de los rodillos se tiene que, de acuerdo a la clase óptima hallada con anterioridad, se preseleccionará un diámetro de rodillo de 5 pulgadas, con clasificación C5 para los rodillos de carga, y del mismo diámetro con clasificación D5 para los rodillos de retorno.

Vida útil de los rodillos y validación de los diámetros preseleccionados:

Usando la ecuación 3.37 se tiene que el factor de vida útil es de 4,74 y 6,61 para los rodillos de carga y retorno respectivamente, lo que, usando las ecuaciones 3.35 y 3.36 da como resultado una vida útil de 142156,07 horas (16,23 años) para rodillos de carga, y 396700,63 horas (45 años) para rodillos de retorno. Ambos valores superan el mínimo recomendado por CEMA, así que la vida útil según las cargas es aceptable con los diámetros preseleccionados.

Referencias comerciales seleccionadas:

De acuerdo a los requerimientos proporcionados anteriormente, se selecciona para las estaciones de carga de 35° la referencia CEMA C5-35TE-54SB que cuenta con rodamientos de bola, cuyas dimensiones de acuerdo a las cotas de la figura 4.8 son las mostradas en tabla 4.25:

Tabla 4.25: Dimensiones de la estación de carga CEMA C5-35TE-54SB en pulgadas

A	B	C	D	E	G	H	K
63	9	65 1/2	10 15/16	20 1/2	19 3/4	53 1/8	9

Fuente: Catálogo de Precision Pulley & Idler Inc. [34]

Para obtener detalles más específicos sobre los rodillos de carga de 35° , se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

De la tabla 4.25 se tiene que la longitud de cada rodillo es, en mm, de 501,65.

Para los rodillos de retorno, se usarán de tipo plano, como muestra la figura 4.9, esto debido a que, además de ser comunes en la industria, ayudarán a realizar el giro de forma recta.

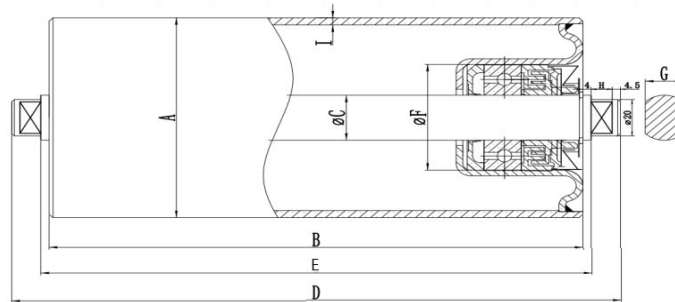


Figura 4.9: Esquema de rodillo de retorno de tipo plano, con sus dimensiones acotadas en milímetros

Fuente: Henan Crushtechs Machinery Co., Ltd.

Se selecciona la referencia CEMA D5-R-54SB que cuenta con rodamiento de bola, cuyas dimensiones de acuerdo a la figura 4.9 se muestran en la tabla 4.26:

Tabla 4.26: Dimensiones del rodillo de retorno plano D5-R-54SB estándar en milímetros

A	B	C	D	E	F	G	H	I
127	1455	30	1490	1463	72	14	9	4

Fuente: Henan Crushtechs Machinery Co., Ltd.

Para obtener detalles más específicos sobre los rodillos de retorno planos, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

Rodillos de impacto:

En la zona de carga del transportador se colocarán rodillos de impacto, en forma de artesa con 35° de inclinación (figura 4.10), estos tienen una cubierta de caucho que permite absorber el impacto generado por el material que cae a la banda, la referencia seleccionada, teniendo en cuenta que tiene las mismas características de las estaciones de carga comunes en cuanto a diámetro, longitud y clase, es CEMA C5-35TEI-54SB, cuyas dimensiones se muestran en la tabla 4.27.

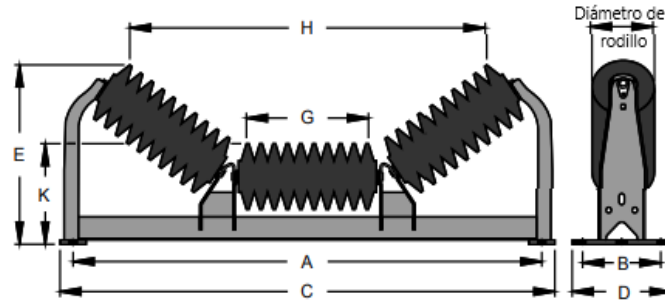


Figura 4.10: Esquema de rodillo de retorno de tipo plano, con sus dimensiones acotadas en pulgadas

Fuente: Adaptado del catálogo de Precision Pulley & Idler Inc. [34]

Tabla 4.27: Dimensiones de la estación de rodillos de impacto en artesa a 35° de referencia C5-35TEI-54SB en pulgadas

A	B	C	D	E	G	H	K
63	9	65 1/2	10 15/16	20 1/16	18 1/4	51 7/8	9

Fuente: Catálogo Precision Pulley & Idler Inc. [35]

Para obtener detalles más específicos sobre los rodillos de impacto, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

Rodillos de carga con ángulo variable:

Con el objetivo de suavizar la forma de entrar de la banda a las poleas de cabeza y de cola, se implementa una estación de rodillos con las mismas características que lo de carga, pero con un ángulo de artesa de 20° .

Se selecciona entonces la referencia CEMA C5-20TE-54SB, cuyas dimensiones, teniendo en cuenta que su esquema es el mismo que el de la figura 4.8, son las presentadas en la tabla 4.28.

Tabla 4.28: Dimensiones de la estación de rodillos de impacto en artesa a 20° de referencia C5-20TE-54SB en pulgadas

A	B	C	D	E	G	H	K
63	9	65 1/2	10 15/16	15 7/8	19 3/4	58 3/16	9

Fuente: Catálogo Precision Pulley & Idler Inc. [35]

Para obtener detalles más específicos sobre los rodillos de carga de 20° de inclinación, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

Rodillos de carga autoalineantes:

De acuerdo a CEMA [14], se debe colocar rodillos autoalineantes cada 100 pies de longitud de transportador, estos como su nombre lo indica, son encargados de hacer que la banda retorne a su posición original donde permanece alineada sobre las estaciones de rodillos, este trabajo se logra mediante unos rodillos adicionales ubicados en la parte superior como se puede evidenciar en la figura 4.11.

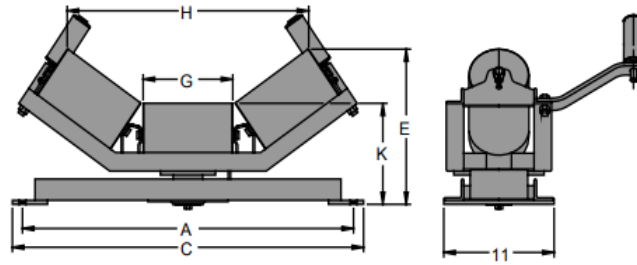


Figura 4.11: Esquema de rodillo de carga autoalineante, con sus dimensiones acotadas en pulgadas

Fuente: Adaptado del catálogo de Precision Pulley & Idler Inc. [34]

Se selecciona la referencia CEMA C5-35TESA-54SB, cuyas dimensiones principales teniendo en cuenta las notaciones de las cotas usadas en la figura 4.11 se presentan en la tabla 4.29:

Tabla 4.29: Dimensiones de la estación de rodillos de carga autoalineante en artesa a 30° de referencia C5-35TESA-54SB en pulgadas

A	C	E	G	H	K
63	65	20 5/8	19 3/4	53 11/16	9 1/2

Fuente: Catálogo Precision Pulley & Idler Inc. [35]

Para obtener detalles más específicos sobre los rodillos de carga de autoalineante de 35° de inclinación, se recomienda consultar su plano detallado en el anexo I.

Rodillos de apoyo del giro de la banda:

Para los rodillos de apoyo localizados verticalmente en el centro del giro de la cinta, de acuerdo al artículo publicado por Ryan Lemmon [27], se recomienda que su longitud (ancho de cara) sea de al menos 1,5 veces el ancho de banda, esto con el objetivo de que la banda tenga suficiente espacio libre para que se encorve durante condiciones dinámicas de baja tensión, como las presentes en el momento de arranque y parada. Además, también recomienda que el borde superior de la banda quede cerca del borde superior de los rodillos verticales cuando no haya pandeo, para que

la banda tenga soporte cuando se encorve. Así pues, estos dos rodillos tendrán un ancho de cara de 81 pulgadas.

Dando cumplimiento a los requerimientos nombrados anteriormente para estos rodillos, se decide usar rodillos de retorno de referencia CEMA E6-R-78SB, dado que es el más económico que cuenta con el ancho de cara requerido. Sus características se detallan en la figura 4.12 y se complementan con la tabla 4.30:

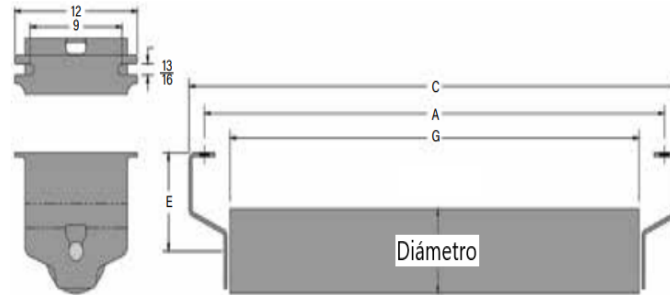


Figura 4.12: Esquema del rodillo de retorno usado como apoyo vertical del centro en el giro de la banda, con sus dimensiones acotadas en pulgadas
Fuente: Adaptado del catálogo de Precision Pulley & Idler Inc. [34]

Tabla 4.30: Dimensiones del rodillo de retorno usado como apoyo vertical del centro en el giro de la banda de referencia E6-R-78SB en pulgadas

Díametro	A	C	E	G
6	87	90 1/2	7	82

Fuente: Catálogo PPI Inc. [35]

Para obtener detalles más específicos sobre los rodillos de retorno de apoyo verticales, se recomienda consultar su plano en el anexo I.

Longitud de transición

De acuerdo a la tabla 3.7 para el ancho de banda seleccionado se tiene que equivale a un valor de 1600 mm.

4.4.6. Longitud del giro de 180°

De acuerdo a la norma DIN 22101 [18], la longitud mínima del giro de 180° para este tipo de bandas y con rodillos guía en el centro depende del ancho de banda a , se expresa como:

$$L_{gmin} = 12,5 * a = 12,5 * 54 = 675 \quad in \quad (4.10)$$

4.4.7. Esfuerzos sobre el giro de 180° de la banda transportadora

Torsión

En el software Ansys Mechanical, se lleva a cabo la simulación de la región de giro de la banda, considerando sus dimensiones físicas, el material utilizado en su fabricación y las premisas detalladas en el marco teórico. Este enfoque tiene como objetivo simplificar el modelo y reducir los requerimientos computacionales, sin que ello afecte de manera sustancial los resultados obtenidos.

Los esfuerzos torsionales en esta área se obtienen en la simulación al girar una banda plana 180° en el programa. Esto se logra mediante un desplazamiento remoto desde uno de sus extremos, generando el giro necesario, mientras que el otro extremo permanece completamente fijo. Esta fijación es esencial en el programa para garantizar la coherencia de los resultados.

Para lograr que la banda complete su giro, fue necesario realizar un desplazamiento remoto de 180° distribuido en 100 pasos en el programa. Esto implica indicar que la banda debe girar 1.8° por segundo hasta completar el recorrido.

En cuanto al mallado de la banda, se emplearon elementos cuadrados de 40 mm de lado en toda la geometría, como se muestra en la figura 4.13, resultando en un total de 107428 nodos y 15015 elementos, obteniendo así una calidad de malla de 0,72.

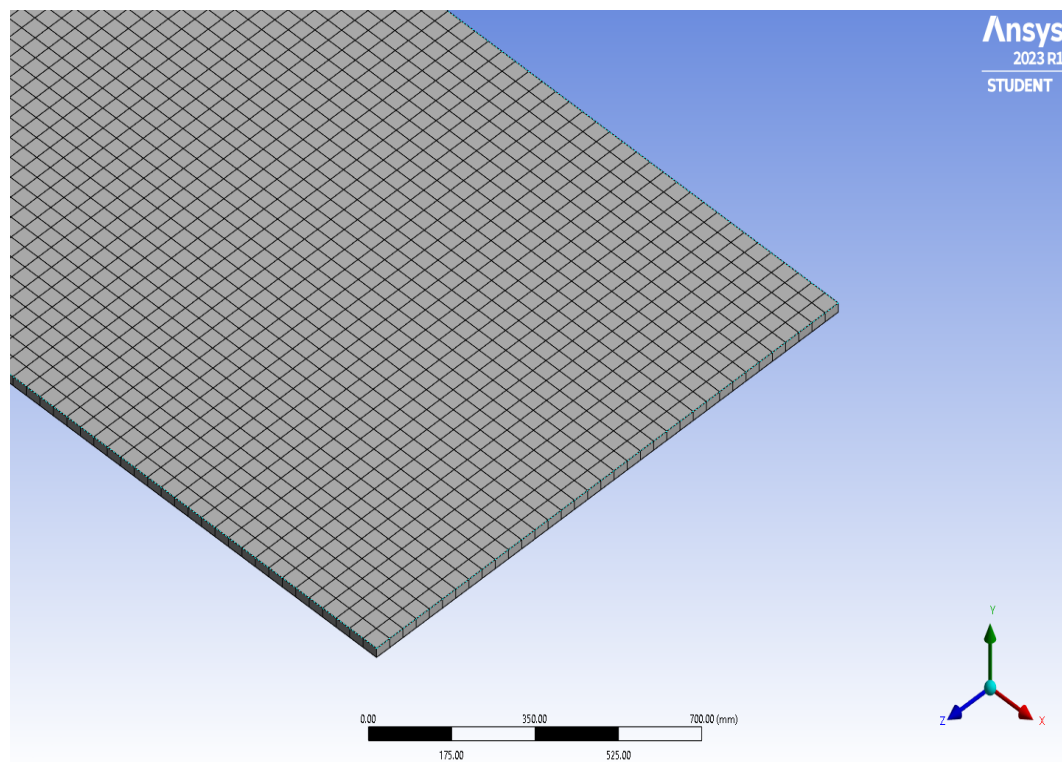


Figura 4.13: Estructura del mallado de la geometría de la zona de giro de 180°

Fuente: Autor

Los resultados obtenidos para los esfuerzos debido a la torsión de la banda, se muestran gráficamente en la figura 4.14:

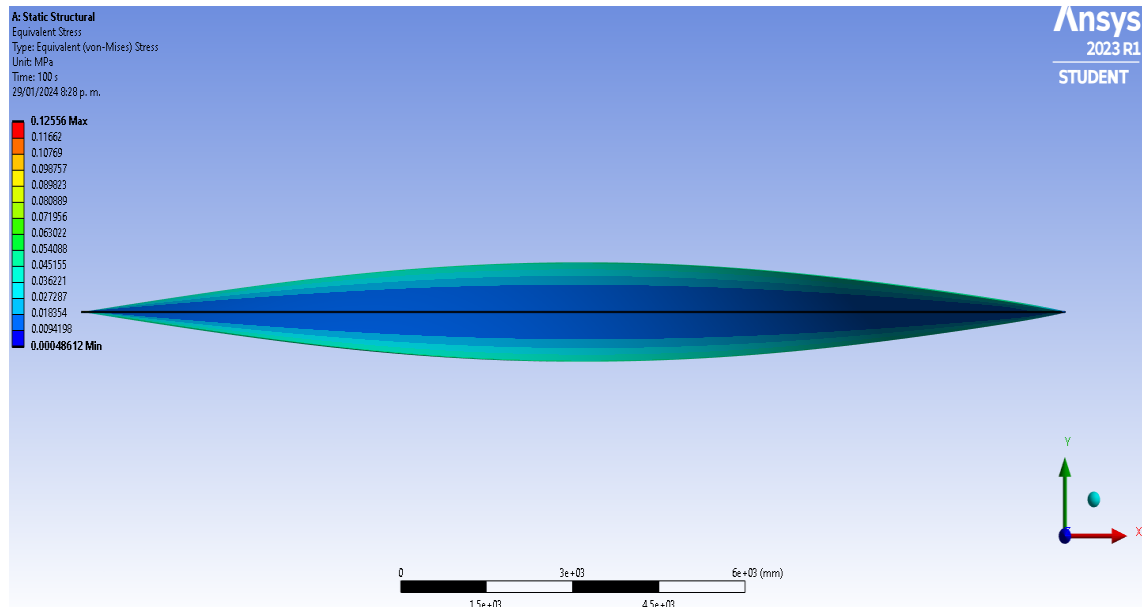


Figura 4.14: Esfuerzos de torsión en la zona del giro de la banda obtenidos de la simulación en ANSYS Workbench

Fuente: Autor

Realizando una comparación entre los resultados obtenidos de la simulación con la teoría usando la ecuación 3.41, se tienen los resultados tabulados en la tabla 4.31:

Tabla 4.31: Comparación de los esfuerzos por torsión obtenidos mediante la solución analítica y la simulación hecha por análisis de elementos finitos en ANSYS

Método analítico		ANSYS Workbench		Porcentaje de error máximo de los esfuerzos
Esf. mín (MPa)	Esf. max (MPa)	Esf. mín (MPa)	Esf. max (MPa)	
0,0096	0,0588	0,0094	0,0541	8,0 %

Fuente: Autor

La figura 4.15 muestra el comportamiento de los esfuerzos máximos y mínimos por torsión al variar la longitud del giro.

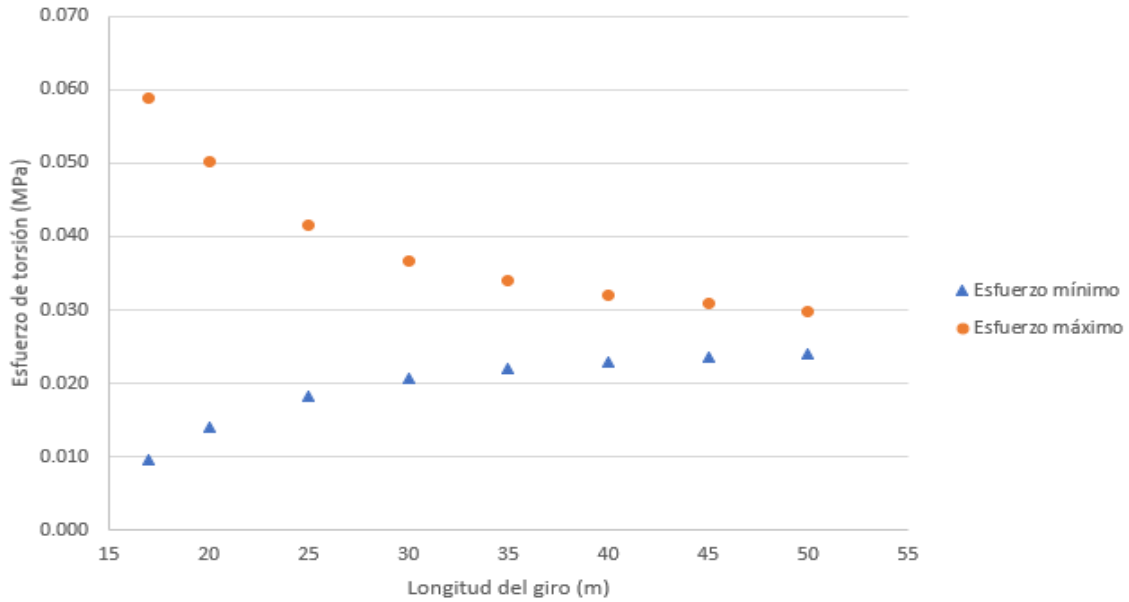


Figura 4.15: Esfuerzos de torsión máximos y mínimos de la zona del giro según su longitud

Fuente: Autor

De acuerdo al comportamiento de la figura 4.15, se puede concluir que una mayor longitud del giro significa unos esfuerzos máximos de torsión más bajos, lo cuál incrementa el factor de seguridad de la máquina.

Es fundamental considerar que los parámetros utilizados para la simulación en el programa se establecieron conforme a los valores correspondientes al estado estacionario de la máquina. Es decir, estos parámetros están configurados para reflejar el comportamiento de la máquina cuando ha alcanzado su velocidad de diseño. No se diseñaron específicamente para momentos en los que la banda transportadora se encuentre en las fases de arranque y parada. Esto se debe a que abordar cada una de estas etapas implicaría la necesidad de modificar y ajustar el modelo para adaptarlo a estas condiciones particulares.

Flexión

Los esfuerzos a flexión que se hallan en este documento se ven influenciados por parámetros que señalan el estado crítico de la banda. Esto se debe a la necesidad de resolver la ecuación 3.44 mediante el método numérico de Runge-Kutta-Nyström, sin embargo en este contexto particular, la complejidad aumenta, ya que no solo se debe resolver la ecuación, sino también determinar una constante desconocida que es fundamental para su solución. Este proceso implica inicialmente asumir un valor para esta constante y luego buscar el valor correcto que cumpla con las condiciones de frontera establecidas. Es importante señalar que la ejecución de esta tarea excede el alcance previsto para el presente proyecto de diseño. Por ende, se ha decidido adoptar el valor de inercia en su punto máximo y abordar la ecuación diferencial en dicho punto. Al convertir este parámetro en una constante, se logra simplificar

significativamente la complejidad del método de resolución de la ecuación diferencial.

De acuerdo a lo anterior, para hallar el valor del momento flector M_v mediante la ecuación 3.44, se toma el valor del momento de inercia máximo, que de acuerdo a la ecuación 3.45 tiene un valor de $0,00365 \text{ m}^4$ aproximadamente, y se da en el centro del giro ($x=Lg/2$).

El momento flector alrededor del eje z, resolviendo la ecuación 3.43 es:

$$M_z = -M_v + 2465,71x - 143,81x^2 - 20565,73y \quad (4.11)$$

Incluyendo los parámetros hallados anteriormente en la ecuación 3.44 y simplificando términos, se obtiene:

$$y'' - 0,90y = 6,29 \times 10^{-3}x^2 - 0,120 \times 10^{-2}x + 4,38 \times 10^{-5}M_v \quad (4.12)$$

La ecuación 4.12 es diferencial ordinaria de segundo grado no homogénea, su solución se realiza mediante el método de coeficientes indeterminados, y con las condiciones de frontera del ítem 1 se encuentran las constantes que salen de esta solución, obteniendo:

$$y(x) = (-5,54 \times 10^{-2} + 2,43 \times 10^{-5}M_v) \cdot e^{x\sqrt{0,90}} + (7,10 \times 10^{-2} + 2,43 \times 10^{-5}M_v) \cdot e^{-x\sqrt{0,90}} - 1,55 \times 10^{-2} - 4,86 \times 10^{-5}M_v - 0,12x - 6,99 \times 10^{-3}x^2 \quad (4.13)$$

Se debe tener en cuenta que la ecuación 4.13 es válida solo para el centro del giro de la banda, debido a la simplificación que se realizó con el momento de inercia.

Bajo las condiciones descritas en el ítem 2 de las condiciones iniciales, se determina el valor del momento M_v , el cual debe ser consistente al aplicar cualquiera de las dos condiciones de frontera. Este requisito se verifica exitosamente, resultando en un momento flector M_v de 2279,15 Nm.

Para las reacciones en los rodillos de los extremos de la zona del giro de la banda, de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la figura 3.8, se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje vertical, resultando que R_v equivale a la mitad del peso de la banda en esa longitud de giro, es decir, R_v es 2479,96 N.

De acuerdo a la ecuación 3.42, se tiene que el máximo esfuerzo de flexión tiene un valor de 1,09 MPa y ocurre en los bordes de la banda cuando x es la mitad de la longitud del giro. También mediante la ecuación 4.13 se conoció que el desplazamiento vertical (caída) máximo de la banda en la zona del giro es de 372 mm, y ocurre en el centro ($x=Lg/2$).

La figura 4.16 muestra el comportamiento de los esfuerzos máximos de flexión en el giro de la banda según la longitud del giro.

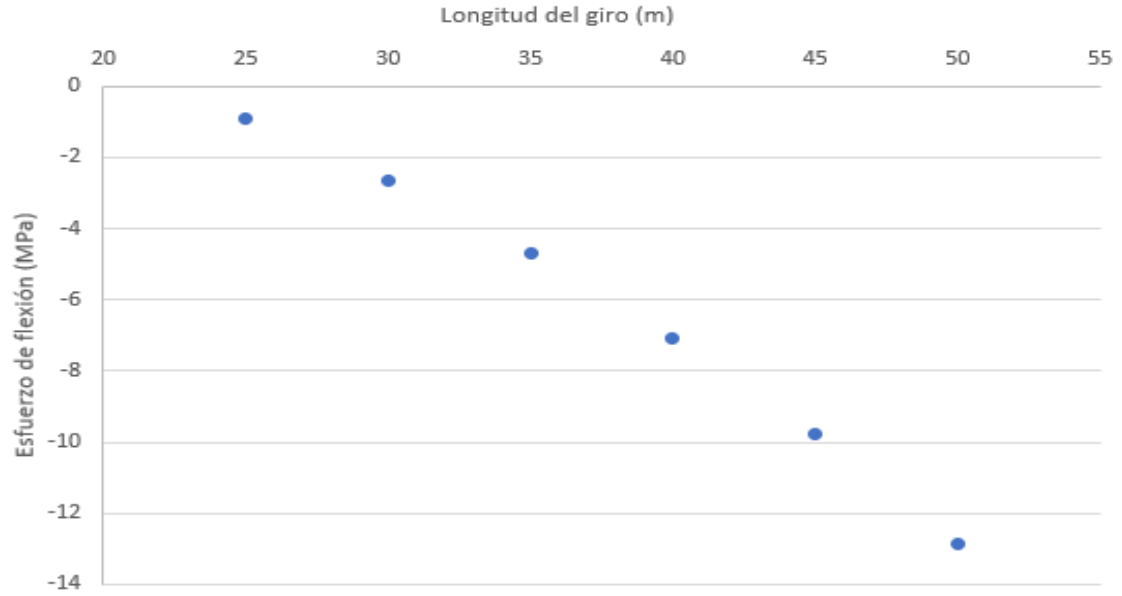


Figura 4.16: Esfuerzos de flexión máximos de la zona del giro según su longitud
Fuente: Autor

De acuerdo al comportamiento de la figura 4.16, se concluye que una mayor longitud del giro aumenta los esfuerzos a flexión en la banda, lo cuál no es recomendable porque podría causar daños en la banda, esto al obtener un factor de seguridad más bajo en la máquina.

La simulación de los esfuerzos de flexión en el software Ansys reveló ciertos errores asociados con valores elevados de deformación al incluir fuerzas, reacciones y momentos correspondientes al estado de carga en la zona de giro. Se observó que cambiar el material en el programa de caucho SBR a un metal permitía que la solución convergiera. Esto se debe a que el problema, bajo estas condiciones de carga, sale del régimen estático, y las deformaciones inducidas junto con las propiedades viscosas del caucho requieren la solución de un problema de dinámica explícita con el modelado de un material viscoelástico. En estas condiciones, las relaciones esfuerzo-deformación ya no son estrictamente elásticas, lo que resulta en sensibilidad a errores debido a grandes deformaciones y violaciones de las restricciones.

Para verificar esta observación, durante la creación del modelo se fueron desactivando las fuerzas una a una. Se notó que cuando se resolvía la simulación solo para el desplazamiento remoto (como en el caso de la simulación en torsión), la solución se aproximaba a la cuasi-estaticidad debido a la ausencia de interacciones fuerza/-desplazamiento. Sin embargo, al activar las demás fuerzas, reacciones y el momento flector, el programa no lograba converger a una solución.

Esta discrepancia se confirmó cuando el programa no presentaba errores al definir un metal como material para la banda. En este caso, la rigidez torsional y flexural permitían deformaciones dentro del régimen elástico, y el módulo estructural de Ansys posibilitaba sostener el peso propio de la banda, así como deformaciones con una variación constante en el tiempo, y por ende, cuasi-estáticas.

Capítulo 5

Estimación de costos para su construcción

Cada componente del transportador se cotizó en diversas industrias especializadas, reconocidas por sus elevados estándares de calidad. Es importante destacar que los precios indicados no incorporan los costos de transporte desde el país de origen ni el Impuesto al Valor Agregado (IVA). Asimismo, cabe señalar que dichas tarifas están vigentes para el año 2023, además, algunos de los productos tienen su precio original en dólares, por lo que, la conversión hecha a pesos colombianos se hizo de acuerdo al promedio obtenido durante este mismo año.

Las tabla 5.1 muestra los costos de los componentes de la banda transportadora con cinta de Möbius.

Tabla 5.1: Costos de los componentes de la banda transportadora con cinta de Möbius

Item	Componente	Und	Cnt	Valor unitario COP	Valor total COP
1	Cinta transportadora				
1,1	Banda EP 500/4 (7+7) W 54"	m	411	249.815	102.673.919
2	Poleas				
2,1	Polea motriz 1250x1600 mm con recubrimiento de caucho de 15 mm de espesor	und	1	55.533.642	55.533.642
2,2	Polea motriz 1000x1600 mm lisa, acero Q235, espesor de pared de 25 mm, eje ø280 mm	und	1	43.401.877	43.401.877
2,3	Polea de reenvío 1000x1600 mm lisa, acero Q235, espesor de pared de 25 mm, eje ø280 mm	und	1	43.401.877	43.401.877
2,4	Polea de desvío 800x1600 mm lisa, acero Q235, espesor de pared de 20 mm, eje ø250 mm	und	1	26.101.677	26.101.677
2,5	Polea contracurvado 630x1600 mm lisa, acero Q235, espesor de pared de 20 mm, eje ø200 mm	und	1	16.673.068	16.673.068

3	Rodillos				
3,1	Estación de carga 35° CEMA C5-35TE-54SB	und	133	2.047.522	272.320.415
3,2	De retorno plano CEMA D5-R-54SB	und	55	139.699	7.683.451
3,3	Estación de impacto 35° CEMA C5-35TEI-54SB	und	5	440.031	2.200.153
3,4	Estación de carga 20° CEMA C5-20TE-54SB	und	2	2.047.522	4.095.044
3,5	Estación de carga autoalineante 35° CEMA C5-35TESA-54SB	und	6	4.735.021	28.410.129
3,6	De retorno plano CEMA E6-R-78SB	und	2	523.331	1.046.662
4	Accesorio de limpieza				
4,1	Limpiador con cuchilla Flexco EZP1-854 de 54"	und	1	10.377.438	10.377.438
5	Motor, reductor y acoples				
5,1	Motor Aokman 200kW, 440V, 60Hz, 4 polos, 1750rpm, trifásico, TEFC, IE3, IP55 aislamiento clase F	und	1	22.684.887	22.684.887
5,2	Reductor cónico helicoidal perpendicular tipo K, relación 32:1, backstop y ventilador incluido	und	1	78.737.535	78.737.535
5,3	Acoplamiento de entrada tipo pin elástico	und	1	2.460.953	2.460.953
5,4	Acoplamiento de salida de engranajes	und	1	19.934.155	19.934.155
6	Cubierta				
6,1	De pared rugosa, acero galvanizado 2000x1900x1600 mm, con espesor de 2 mm	und	99	437.695	43.331.811
7	Estructura				
7,1	Perfil tipo L ASTM A-36 150x150x25 mm	6m	164	800.134	131.222.017
7,2	Perfil tipo L ASTM A-36 con ala de 80 mm, y espesores de 20 mm y 10 mm	6m	63	441.155	27.792.771
Total					966.185.159

Fuente: Autor

Para los costos debidos a la mano de obra (ensamble e instalación), se consideró que representaría en promedio el 30 % del precio total de los componentes, equivalente a 290 millones de pesos colombianos aproximadamente .

Capítulo 6

Viabilidad técnica

La viabilidad técnica implica evaluar diversos aspectos para asegurar que el diseño de la banda transportadora con cinta de Möbius cumple con los requisitos y expectativas inicialmente establecidas.

6.1. Requisitos del proyecto

De acuerdo a la tabla 4.1 donde se resumen las especificaciones del diseño, se tiene que intuitivamente se maximiza la vida útil. Esto se debe a que, con la geometría de la banda de Möbius, ambas caras de la cinta experimentarán desgaste de manera uniforme. Además, se logra minimizar la adherencia de material en la banda, ya que el giro de la banda realiza una especie de autolimpieza en la cara de contacto con el material. Cabe mencionar que, aunque se planteó en el diseño el uso de un limpiador tipo cuchilla, esto representa una ventaja significativa en comparación con las bandas tradicionales que a menudo requieren hasta tres limpiadores.

La seguridad del operario está garantizada mediante varias medidas, destacando el uso de componentes de alta calidad. La cubierta de la banda no solo contribuye a cumplir con las normativas colombianas relacionadas con la no contaminación del ambiente por polvo, sino que también aumenta la seguridad.

Las piezas utilizadas son de características comerciales. Aunque los valores obtenidos en el diseño mediante fórmulas y teorías podrían no ser comerciales, al buscar los componentes en el mercado, se realiza un ajuste para que si lo sean.

Se cumple con los estándares de las normativas, ya que todo el procedimiento de diseño se llevó a cabo siguiendo pautas de libros que las cumplen.

En cuanto a las especificaciones económicas del transportador, se hizo un esfuerzo significativo por cumplirlas al buscar materiales que ofrecieran la mejor relación calidad-precio. Por último, si bien no se puede garantizar a plenitud que el ruido sea bajo, se garantiza que estará dentro de los estándares permitidos en la industria.

6.2. Viabilidad económica

Al analizar el costo total de la banda transportadora con cinta de Möbius en comparación con una de características similares en cuanto a longitud, capacidad de carga, velocidad, entre otros, se observa que no habría una diferencia significativa entre ambas.

En primer lugar, se cambiaría la banda por una que no necesariamente tenga espesores de recubrimiento iguales.

En segundo lugar, dado que en la zona del giro ya no habría elementos, sería necesario colocar allí 5 rodillos de retorno plano adicionales y eliminar los 4 rodillos de apoyo del giro.

Finalmente, se deberán añadir dos limpiadores adicionales para asegurar que la banda se mantenga en óptimas condiciones de funcionamiento: un limpiador secundario y un deflector en forma de V antes de la polea de cola, en la cara interna de la banda.

A manera de ejemplo, se obtienen los siguientes precios del mercado para los accesorios que se cambian y/o se anexas:

- Se cambia la banda por una EP 500/4 (7+5) W 54" de 411 metros de longitud = 88.613.138 COP.
- Se agregan 3 Rodillos de retorno plano CEMA D5-R-54SB = 413.697 COP.
- Se agrega un limpiador secundario HTS54 EZS2 Flexco 54" = 14.569.666 COP
- Se agrega un deflector en V CBV-XS Flexco = 5.644.017 COP.
- Se quitan los 2 rodillos de guía verticales de referencia E6-R-78SB = - 1.046.662 COP

Como se puede observar, el ahorro obtenido en un transportador convencional es mayor en lo que respecta al cambio de cinta, ya que disminuye aproximadamente 14 millones de pesos colombianos. Sin embargo, la incorporación de los accesorios de limpieza anula completamente el ahorro que proporciona la cinta, lo que hace que el precio final del transportador convencional, con características similares, sea de 971.710.497 COP. En otras palabras, el transportador con cinta de Möbius resulta ser un 0.6 % más económico.

En cuanto a la cinta en sí, el proceso de vulcanización será idéntico al de una banda tradicional. La adición del giro antes de realizar el empalme no genera costos adicionales, pero podría generar mayor complejidad en el montaje de la misma sobre la máquina. Para este proceso se recomienda la vulcanización en caliente, ya que, según el mercado, ofrece un mayor nivel de fiabilidad.

Adicionalmente, se presume que debido a la geometría de la banda, esta presentará una vida útil más prolongada, lo que se traduce en costos más bajos a largo plazo. En consecuencia, se mantendría el mismo precio en ambas máquinas, pero con la ventaja de obtener una banda más duradera.

Capítulo 7

Conclusiones

Aunque el porcentaje de error máximo encontrado en los esfuerzos por torsión al comparar el método analítico con la simulación en Ansys es bajo, podría reducirse aún más refinando la malla de la geometría. No obstante, este proceso no es viable debido a que superaría la cantidad máxima de nodos permitida en la versión estudiantil del software.

Los resultados obtenidos en los esfuerzos de torsión y flexión en la zona del giro de la banda presentan una particularidad. Mientras el esfuerzo por torsión máximo disminuye con el aumento de la longitud de torsión, en la flexión ocurre lo contrario. Por lo tanto, es crucial buscar un equilibrio al seleccionar la longitud del giro para evitar comprometer la banda con esfuerzos elevados que puedan disminuir su factor de seguridad y fiabilidad. Esto indica que no se debe subestimar ninguno de los dos efectos al diseñar una banda transportadora con cinta de Möbius. Evaluar cada efecto por separado podría conducir a resultados contradictorios que afectarían el correcto funcionamiento del equipo.

Con base en lo expuesto, se sugiere no optar por la longitud del giro recomendada por la norma DIN 22101, sino utilizarla como una referencia mínima (como indica la norma). Según los resultados derivados del comportamiento de los esfuerzos máximos en torsión y flexión durante el giro, se aconseja, para bandas con características similares, seleccionar una longitud de giro comprendida entre 15 y 18 veces el ancho de la banda.

La aplicación de la geometría de Möbius en bandas transportadoras está restringida a transportadores de longitudes medianas y grandes. Esta restricción se deriva de la norma DIN 22101, que establece un requisito mínimo de longitud de giro. Si el transportador no puede cumplir con este mínimo en la longitud del giro, se desaconseja la adopción de diseños de este tipo. Además, es crucial asegurar que la estructura permita que la banda realice el giro en el camino de retorno, evitando rozamientos con la parte superior de la máquina.

Para abordar el problema de la simulación correspondiente a los esfuerzos de flexión en el programa, se sugiere simular completamente la máquina (sistema completo), como se presenta en el artículo de la industria Conveyor Dynamics a cargo de Ryan Lemmon [27], utilizando el módulo de dinámica de Ansys y todos sus elementos de fijación. Esto implica trabajar con más cuerpos, un mayor número de nodos y, por ende, más ecuaciones a resolver en Ansys, lo que trae como consecuencia que se incremente el costo computacional y se exceda las limitaciones en el número de elementos de la versión estudiantil del software. Por lo tanto, se debe construir el modelo para ejecutarlo en un servidor remoto dedicado a la simulación, cuyo poder

computacional permita la solución del modelo complejo. Además, se recomienda utilizar una versión comercial del software para eliminar la restricción en el número de elementos.

El diseño propuesto se considera viable, de acuerdo a lo detallado en el capítulo 6, ya que cumple plenamente con todos los requisitos de diseño. En términos económicos, no se observan diferencias ni costos adicionales importantes en comparación con una banda transportadora de geometría de cinta tradicional, ya que la diferencia entre ambas es menor que 1 %.

La banda con geometría de cinta de Möbius no puede instalarse en lugares donde no se garantice el espacio necesario para llevar a cabo la vulcanización y realizar el empalme. Es crucial tener en cuenta que esta banda no puede venir empalmada de fábrica ni ser una banda sin fin; debe empalmarse en el lugar de instalación de la máquina. Esta limitación restringe su uso en minas que no son de cielo abierto y en otros espacios reducidos o de difícil acceso.

Dada la magnitud de los esfuerzos que la banda experimentará en la zona del giro, se aconseja realizar el empalme mediante el método de vulcanización en caliente. Este enfoque se recomienda específicamente porque la zona de giro podría experimentar fallas durante su desplazamiento. La vulcanización en caliente asegura una resistencia superior tanto a la tracción como al desgaste, gracias a la formación de una unión molecular sólida entre las secciones de la banda.

Capítulo 8

Trabajos futuros

Incluir en el modelo las fases en las que el transportador inicia o se detiene (arranque y parada). Esto debido a que en la simulación presentada en este documento se emplearon los parámetros de tensiones y cargas correspondientes a la fase estable, cuando la máquina ya ha alcanzado una velocidad de transporte constante.

Resolver la parte teórica de flexión mediante la ecuación diferencial sin aplicar la simplificación realizada en este proyecto. Esto se hace con el propósito de verificar las posibles variaciones en los resultados entre ambos métodos de solución.

Llevar a cabo la simulación de los esfuerzos a flexión en el giro de la banda con el sistema completo. Esto se realiza con el objetivo de establecer un punto de comparación con la solución analítica.

Validar, a través de experimentos de laboratorio, el aumento en la vida útil de una banda transportadora con cinta de Möbius en comparación con una tradicional. Además, con ayuda de un prototipo físico, determinar si la autolimpieza generada por el giro es suficiente para prescindir de la implementación de accesorios de limpieza, como también encontrar si existe alguna restricción en cuanto a la velocidad que puede alcanzar la banda con cinta de Möbius. Es decir, determinar si la banda está limitada para operar únicamente a velocidades dentro de cierto intervalo debido al riesgo de desalineación o desgaste por fatiga generado por el giro.

Por último, se sugiere llevar a cabo el diseño de una banda transportadora con cinta de Möbius de diferentes características, variando por ejemplo el tipo de refuerzo, que sea *steelcord*, con el fin de determinar su viabilidad para este tipo de diseño.

REFERENCIAS

- [1] Yardley E, Stace L. Belt conveying of minerals. 1st ed. Cambridge England: Woodhead Publishing Limited; 2008.
- [2] Gardner M. Bandas de Möbius. In: Salvat Editores S A , editor. Miscelánea Matemática. 1st ed. Barcelona, España; 1986. p. 27-46.
- [3] Nin Sitja M . Inversiones en bandas transportadoras. Revista DYNA Ingeniería e Industria 1981; vol 56: number 9 Disponible en: <https://www.revistadynacom/search/inversiones-en-bandas-transportadoras>.
- [4] Hernández A. Bandas transportadoras. Construcción [internet]. Creative commons ed. Regional Bogotá: Fondo Nacional de Formación Profesional de la Industria de la Construcción FIC. Servicio Nacional de Aprendizaje SENA; 1969 [Consultado el 19 de abril de 2023]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/11404/4032>.
- [5] Trinkle J, inventor; B F Goodrich Company, solicitante. Conveyor for hot material [internet]. United States; US2784834; 1957 [consultado el 2 de enero de 2023]. Disponible en: <https://ppubs.uspto.gov/pubwebapp/static/pages/ppubsbasic.html>.
- [6] Nigra J et al, inventores; Chain Belt Company, solicitante. Apparatus for training twisted conveyor belts [internet]. United States; US2732058; 1956 [consultado el 8 de mayo de 2023]. Disponible en: <https://image-ppubs.uspto.gov/dirsearch-public/print/downloadPdf/2732058>.
- [7] Erickson L, inventor; B F Goodrich Company, solicitante. Apparatus for conveying material [internet]. United States; US2979187; 1961 [consultado el 8 de mayo de 2023]. Disponible en: <https://image-ppubs.uspto.gov/dirsearch-public/print/downloadPdf/2979187>.
- [8] Mordstein W, inventor; Rheinische Braunkohlenwerke Aktiengesellschaft, solicitante. Arrangement for inverting the sides of belts in endless conveyors and the like [internet]. United States; US3139970; 1964 [consultado el 8

de mayo de 2023]. Disponible en: <https://image-ppubs.uspto.gov/dirsearch-public/print/downloadPdf/3139970>.

- [9] Ladino M. Diseño de un transportador por banda aero soportado con capacidad de 300 toneladas por hora (TPH) [Tesis de pregrado]. Cali, Colombia: Universidad del Valle; 2018. Disponible en: <https://bibliotecadigital.univalle.edu.co/handle/10893/4029>.
- [10] López A. Cintas transportadoras. 1st ed. Madrid: CIE Inversiones Editoriales - DOSSAT 2000; 2002.
- [11] Streets H. Sutcliffe's manual of belt conveying. 1st ed. Cleveland OH, United States: W R Chambers; 1956.
- [12] Fayed M, Skocir T. Mechanical conveyors- Selection and operation. 1st ed. Lancaster Pennsylvania, United States: Technomic Publishing Company Inc; 1996.
- [13] Swinderman T, Marti A, Goldbeck L, Marshall D, Strebel M. Foundations. El recurso práctico para mayor limpieza, seguridad y productividad en el control de polvo y material. 4th ed. Neponset, Illinois. EE.UU.: Martin Engineering Company; 2009.
- [14] Conveyor Equipment Manufacturers Association CEMA. Belt conveyors for bulk materials. 5th ed. United States; 2002.
- [15] Zhao L, Lin Y. Typical failure analysis and processing of belt conveyor [internet]. Procedia engineering 2011; vol 26: pages 942-946 [Consultado el 05 de abril de 2023] Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.11.2260>.
- [16] Nor Rubber S A L . Bandas transportadoras. Catálogo técnico [internet]. Pontevedra- España; 2014 [Consultado el 19 de agosto de 2023]. Disponible en: <http://www.norrubber.com/wp-content/uploads/2014/11/CATALOGO-NOR-RUBBER-TECNICO.pdf>.
- [17] ISO 1536. Continuous mechanical handling equipment for loose bulk material- Troughed belt conveyor (other than portable conveyors)- Belt pulleys. 1975.
- [18] DIN 22101. Continuous conveyors- Belt conveyors for loose bulk materials- Basic for calculation and dimensioning, (English translation). 2011.

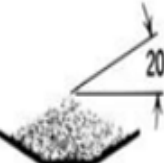
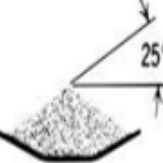
- [19] Conveyor Equipment Manufacturers Association CEMA. Specifications for welded steel conveyor pulley with compression type hubs. CEMA standard B105.1. United States; 2015.
- [20] Gere J, Goodno B. Esfuerzos en vigas (temas básicos). In: Cengage learning editores S A de C V , editor. Mecánica de materiales. 7th ed. México, D.F; 2009. p. 350-452.
- [21] DIN 22107. Continuous mechanical handling equipment; idler sets for belt conveyors for loose bulk materials; principal dimensions (English translation). 1984.
- [22] ISO 5293. Conveyor belts. Determination of minimum transition distance on three idler rollers. 2004.
- [23] Forbo Movement Systems. Calculation methods- Conveyor belts. Siegling transilon. Conveyor and processing belts [internet]. United States; [Consultado el 18 de agosto de 2023]. Disponible en: <https://www.forbo.com/media/document/4ebaace0-008f-466a-b319-6313530e12d8>.
- [24] Gerdemeli I, Kurt S, Dayan T. Belt conveyor design and analysis. Scientific proceedings XI international congress: Machines, technologies, materials 2014; vol 1 (issn 13103946): pages 49-52.
- [25] Patil Y, Patil S, Gawade S, Shinde V, Jawade S. Design and analysis of flat belt conveyor for segregation of defective products [internet]. Journal of engineering research and sciences 2022; vol 1 (issn 28314085) : pages 62-67 [Consultado el 05 de abril de 2023]. Available from: jenrs.com/v01/i04/p008/.
- [26] Todkar S, Ramgir M. Design of belt conveyor system. International Journal of Science Engineering and Technology Research (IJSETR) 2018; vol 7 (issn 22787798) : pages 458-462.
- [27] Lemmon R. Belt turnover design using Finite Element Analysis [internet], paper presented to the Beltcon 15, Johannesburg, South Africa, 2009. [Consultado el 18 de noviembre de 2023] Disponible en: <https://www.researchgate.net>.
- [28] Conveyor Dynamics, Inc personnel. Local stresses in belt turnovers in conveyor belt [internet], paper presented to the SME Annual Meeting, Phoenix, Arizona, 2002. [Consultado el 13 de noviembre de 2023] Disponible

en: <https://cvdyncom/wp-content/uploads/2020/01/SME-2002-Local-Stresses-in-Belt-Turnovers-in-Conveyor-Belt.pdf>.

- [29] Norton R. Introducción. In: Interamericana Editores, S A DE C V , editor. Diseño de maquinaria. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4th ed. México, D.F: McGraw-Hill; 2009. p. 3-23.
- [30] Dunlop: Conveyor belting. Gama de productos. Las bandas transportadoras más duraderas [internet]. Países bajos; 2019 [Consultado el 8 de abril de 2023]. Disponible en: <https://www.dunlopcb.com/app/uploads/2019/02/es-product-range-WEB-Feb19.pdf>.
- [31] Dunlop: Conveyor belting. Dunlop Superfort. Las bandas transportadoras más resistentes y duraderas del mundo [internet]. Países bajos; 2018 [Consultado el 15 de mayo de 2023]. Disponible en: <https://www.dunlopcb.com/conveyor-belt/superfort/>.
- [32] Dismet S A S . Catálogo de componentes para bandas transportadoras [internet]. Bogotá- Colombia; [Consultado el 12 de abril de 2023]. Disponible en: <https://www.dismet.com/wp-content/uploads/2019/04/Catalogo-de-Componentes-compressed.pdf>.
- [33] Agencia Nacional de Minería. Colombia. Minería para la vida [internet]. Ministerio de Minas y Energía; 2023 [Consultado el 26 de abril de 2023]. Disponible en: <https://mineriaencolombia.anm.gov.co/contenido/mineria-para-la-vida>.
- [34] Precision Pulley Idler Inc. Belt conveyor idlers. Engineering dimensions. We keep it moving [internet]. United States; 2023 [Consultado el 17 de agosto de 2023]. Disponible en: <https://www.ppi-global.com/literature/catalogs-and-product-sheets/>.
- [35] Escobar & Martinez S A . Productos técnicos especializados. Bandas Industriales Técnicas B.I.T. [internet]. Bogotá, Colombia; [Consultado el 17 de mayo de 2023]. Disponible en: <https://www.eymproductostecnicos.com/bandas-industriales-transportadoras-y-de-caucho>.

ANEXOS

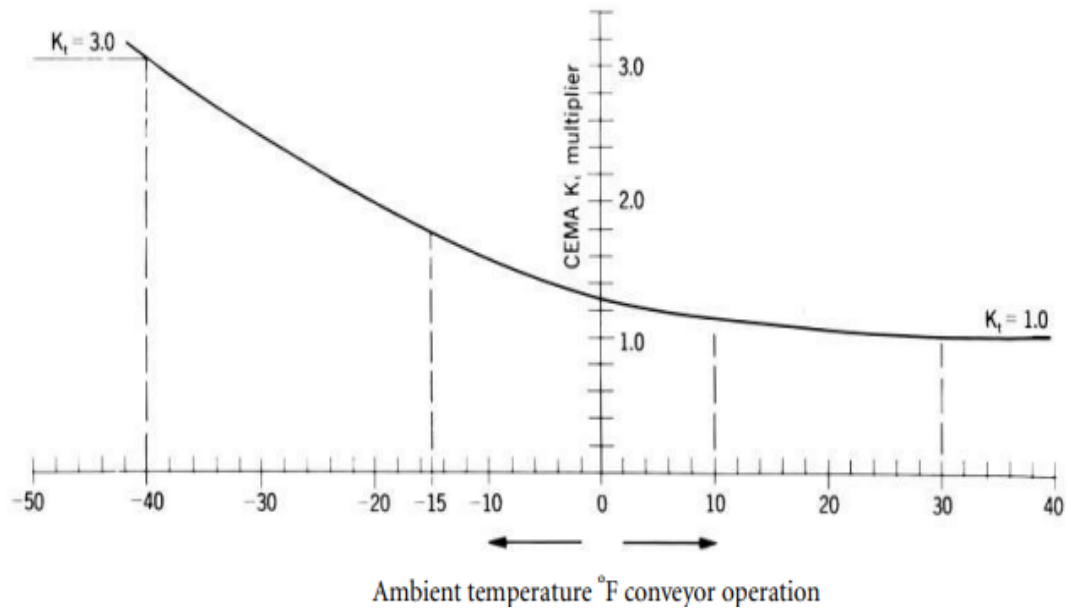
Anexo A. Características de los materiales según su fluidez, ángulo de sobrecarga y ángulo de reposo. Fuente: Adaptado de CEMA Fuente: Adaptado de CEMA [14]

Flujo				
Flujo muy libre 1*	Flujo libre 2*	Flujo promedio 3*		Flujo lento 4*
Ángulo de sobrecarga				
5°	10°	20°	25°	30°
				
Ángulo de reposo				
0-19°	20-25°	30-34°	35-39°	40° en adelante
Características del material				
Tamaño uniforme, partículas redondeadas pequeñas, ya sean húmedas o secas, como arena sílica, cemento, hormigón húmedo, etc.	Partículas redondeadas, secas y pulidas de peso medio, como cereales integrales y frijoles.	Partícula irregular, granular o grumosa de peso medio, como carbón de antracita, arcilla, etc.	Materiales comunes típicos como carbón bituminoso, piedra o la mayoría de minerales.	Material entrelazado irregular, fibroso, como astillas de madera, bagazo, arena de fundición templada, etc.
*Códigos designados de acuerdo a la tabla de características de materiales a granel (Anexo B)				

Anexo B. Códigos del material de acuerdo a sus características. Fuente: CEMA [14]

	Material Characteristics	Code
Size	Very fine—100 mesh and under	A
	Fine— $\frac{1}{8}$ inch and under	B
	Granular—Under $\frac{1}{2}$ inch	C
	Lumpy—containing lumps over $\frac{1}{2}$ inch	D
	Irregular—stringy, interlocking, mats together	E
Flowability Angle of Repose	Very free flowing—angle of repose less than 19°	1
	Free-flowing—angle of repose 20° to 29°	2
	Average flowing—angle of repose 30° to 39°	3
	Sluggish—angle of repose 40° and over	4
Abrasiveness	Nonabrasive	5
	Abrasive	6
	Very abrasive	7
	Very sharp—cuts or gouges belt covers	8
Miscellaneous Characteristics (Sometimes more than one of these characteristics may apply)	Very dusty	L
	Aerates and develops fluid characteristics	M
	Contains explosive dust	N
	Contaminable, affecting use or saleability	P
	Degradable, affecting use or saleability	Q
	Gives off harmful fumes or dust	R
	Highly corrosive	S
	Mildly corrosive	T
	Hygroscopic	U
	Interlocks or mats	V
	Oils or chemical present—may affect rubber products	W
	Packs under pressure	X
	Very light and fluffy—may be wind-swept	Y
	Elevated temperature	Z

Anexo C. Variación del factor de corrección de temperatura K_t según la temperatura del ambiente. Fuente: CEMA[14]



Anexo D. Factor de corrección K_y según el peso de la banda y del material por longitud de banda (W_m+W_b), el porcentaje de pendiente o ángulo con la horizontal y, la distancia entre rodillos (S_i). Fuente: CEMA [14]

Conveyor Length (ft)	$W_b + W_m$ (lbs/ft)	Percent Slope						
		0	3	6	9	12	24	33
		Approximate Degrees						
		0	2	3.5	5	7	14	18
250	20	0.035	0.035	0.034	0.031	0.031	0.031	0.031
	50	0.035	0.034	0.033	0.032	0.031	0.028	0.027
	75	0.035	0.034	0.032	0.032	0.030	0.027	0.025
	100	0.035	0.033	0.032	0.031	0.030	0.026	0.023
	150	0.035	0.035	0.034	0.033	0.031	0.025	0.021
	200	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032	0.024	0.018
	250	0.035	0.035	0.035	0.035	0.033	0.021	0.018
	300	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032	0.019	0.018
400	20	0.035	0.034	0.032	0.030	0.030	0.030	0.030
	50	0.035	0.033	0.031	0.029	0.029	0.026	0.025
	75	0.034	0.033	0.030	0.029	0.028	0.024	0.021
	100	0.034	0.032	0.030	0.028	0.028	0.022	0.019
	150	0.035	0.034	0.031	0.028	0.027	0.019	0.016
	200	0.035	0.035	0.033	0.030	0.027	0.016	0.014
	250	0.035	0.035	0.034	0.030	0.026	0.017	0.016
	300	0.035	0.035	0.034	0.029	0.024	0.018	0.018
500	20	0.035	0.033	0.031	0.030	0.030	0.030	0.030
	50	0.034	0.032	0.030	0.028	0.028	0.024	0.023
	75	0.033	0.032	0.029	0.027	0.027	0.021	0.019
	100	0.033	0.031	0.029	0.028	0.026	0.019	0.016
	150	0.035	0.033	0.030	0.027	0.024	0.016	0.016
	200	0.035	0.035	0.030	0.027	0.023	0.016	0.016
	250	0.035	0.035	0.030	0.025	0.021	0.016	0.015
	300	0.035	0.035	0.029	0.024	0.019	0.018	0.018
600	20	0.035	0.032	0.030	0.029	0.029	0.029	0.029
	50	0.033	0.030	0.029	0.027	0.026	0.023	0.021
	75	0.032	0.030	0.028	0.026	0.024	0.020	0.016
	100	0.032	0.030	0.027	0.025	0.022	0.016	0.016
	150	0.035	0.031	0.026	0.024	0.019	0.016	0.016
	200	0.035	0.031	0.026	0.021	0.017	0.016	0.016
	250	0.035	0.031	0.024	0.020	0.017	0.016	0.016
	300	0.035	0.031	0.023	0.018	0.018	0.018	0.018

Idler spacing: The above values of K_y are based on the following idler spacing (for other spacing, see Table 6-3).

(W_b+W_m) , lbs per ft	S_i , ft	(W_b+W_m) , lbs per ft	S_i , ft
Less than 50	4.5	100 to 149	3.5
50 to 99	4.0	150 and above	3.0

$W_b + W_m$ (lbs/ft)	S_p (ft)	Reference Values of K_y for Interpolation									
		0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
Less than 50	3.0	0.0160	0.0160	0.0160	0.0168	0.0183	0.0197	0.0212	0.0227	0.0242	0.0257
	3.5	0.0160	0.0160	0.0169	0.0189	0.0207	0.0224	0.0241	0.0257	0.0274	0.0291
	4.0	0.0160	0.0165	0.0182	0.0204	0.0223	0.0241	0.0259	0.0278	0.0297	0.0316
	4.5	0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
	5.0	0.0174	0.0195	0.0213	0.0236	0.0254	0.0273	0.0291	0.0303	0.0329	0.0348
50 to 99	3.0	0.0160	0.0162	0.0173	0.0186	0.0205	0.0221	0.0239	0.026	0.0274	0.029
	3.5	0.0160	0.0165	0.0185	0.0205	0.0222	0.024	0.0262	0.0281	0.030	0.0321
	4.0	0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
	4.5	0.0175	0.0193	0.0214	0.0235	0.0253	0.0272	0.0297	0.0316	0.0335	0.035
	5.0	0.0184	0.021	0.023	0.0253	0.027	0.029	0.0315	0.0335	0.035	0.035
100 to 149	3.0	0.0160	0.0164	0.0186	0.0205	0.0228	0.0246	0.0267	0.0285	0.0307	0.0329
	3.5	0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
	4.0	0.0175	0.0197	0.0213	0.0234	0.0253	0.0277	0.0295	0.0312	0.033	0.035
	4.5	0.0188	0.0213	0.0232	0.0253	0.0273	0.0295	0.0314	0.033	0.0346	0.035
	5.0	0.0201	0.0228	0.0250	0.0271	0.0296	0.0316	0.0334	0.035	0.035	0.035
150 to 199	3.0	0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
	3.5	0.0172	0.0195	0.0215	0.0235	0.0255	0.0271	0.0289	0.031	0.0333	0.0345
	4.0	0.0187	0.0213	0.0235	0.0252	0.0267	0.0283	0.0303	0.0325	0.0347	0.035
	4.5	0.0209	0.023	0.0253	0.0274	0.0289	0.0305	0.0323	0.0345	0.035	0.035
	5.0	0.0225	0.0248	0.0272	0.0293	0.0311	0.0328	0.0348	0.035	0.035	0.035
200 to 249	3.0	0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.030	0.032	0.034
	3.5	0.0177	0.0199	0.0216	0.0235	0.0256	0.0278	0.0295	0.031	0.0327	0.0349
	4.0	0.0192	0.0216	0.0236	0.0256	0.0274	0.0291	0.0305	0.0322	0.0339	0.035
	4.5	0.021	0.0234	0.0253	0.0276	0.0298	0.0317	0.0331	0.0347	0.035	0.035
	5.0	0.0227	0.0252	0.0274	0.0298	0.0319	0.0338	0.035	0.035	0.035	0.035

Anexo E. Tensión requerida para hacer rotar cada polea (T_p) según la ubicación de las mismas y el ángulo que se encuentra envuelta la banda sobre la polea. Fuente: CEMA [14]

Location of Pulleys	Degrees Wrap of Belt	Pounds of Tension at Belt Line
Tight side	150° to 240°	200 lbs/pulley
Slack side	150° to 240°	150 lbs/pulley
All other pulleys	less than 150°	100 lbs/pulley
Note: Double the above values for pulley shafts that are not operating in antifriction bearings.		

Anexo F. Factor de envoltura C_w según el tipo de transmisión en la polea motriz, el ángulo de contacto de arco y el tipo de ajuste tensor de la banda transportadora. Fuente: CEMA [14]

Type of Pulley Drive	θ Wrap	Automatic Takeup		Manual Takeup	
		Bare Pulley	Lagged Pulley	Bare Pulley	Lagged Pulley
Single, no snub	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
Single with snub	200°	0.72	0.42	1.0	0.7
	210°	0.66	0.38	1.0	0.7
	220°	0.62	0.35	0.9	0.6
	240°	0.54	0.30	0.8	0.6
Dual*	380°	0.23	0.11	0.5	0.3
	420°	0.18	0.08	—	—

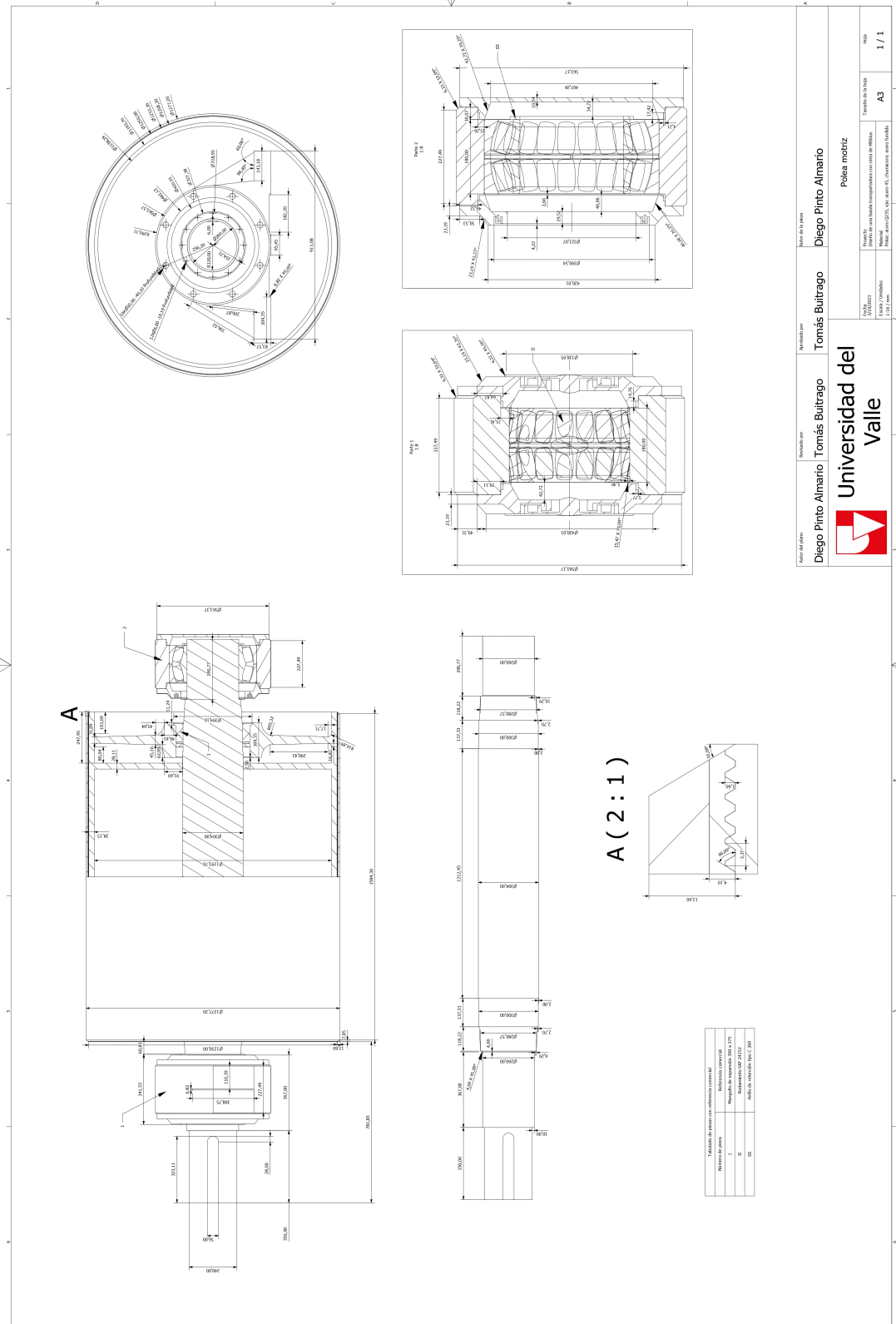
Anexo G. Factor de ajuste K_l por tamaño de mineral según el peso del material. Fuente: CEMA [14]

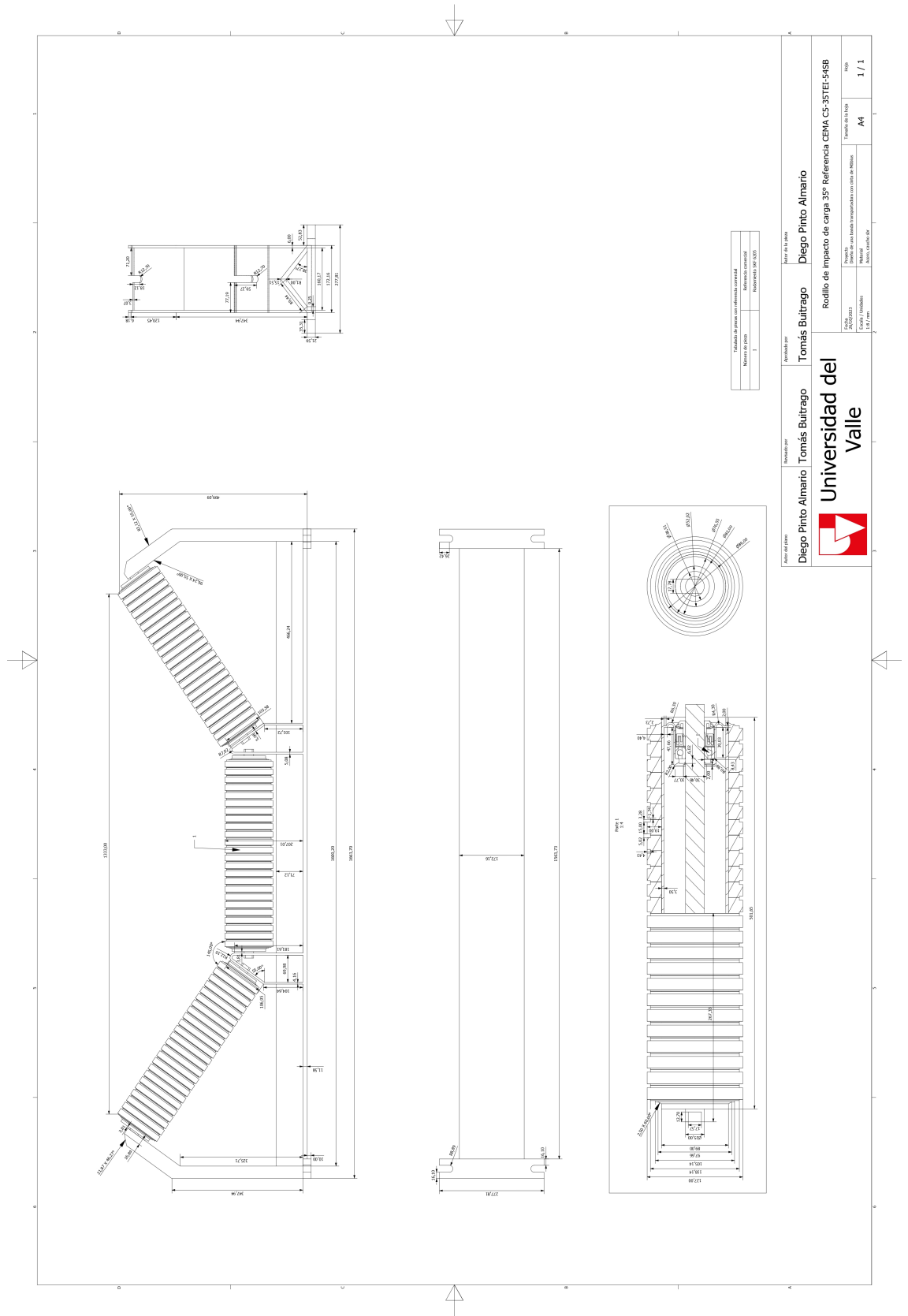
Maximum Lump Size (inches)	Material Weight, lbs/cu ft						
	50	75	100	125	150	175	200
4	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1
6	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1
8	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
10	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
12	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4
18	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

Anexo H. Factor de servicio C_1 en función del recubrimiento de la cara inferior de la banda, del ángulo de contacto entre la banda y la polea motriz, y de las condiciones de superficie de la polea motriz. Fuente: [23]

Siegling Transilon Underside coating	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
Arc of contact β	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Smooth steel drum						
dry	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
wet	3.7	3.2	2.9	5.0	4.0	3.0
Lagged drum						
dry	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
wet	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9
Siegling Transilon Underside coating	O, U0, NOVO, E0, A0, T, P			X0 (Amp Miser)		
Arc of contact β	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Smooth steel drum						
dry	2.1	1.9	1.7	3.3	2.9	2.6
wet	not recommended			not recommended		
Lagged drum						
dry	1.5	1.4	1.3	2.0	1.8	1.7
wet	2.1	1.9	1.7	not recommended		

[illegible]





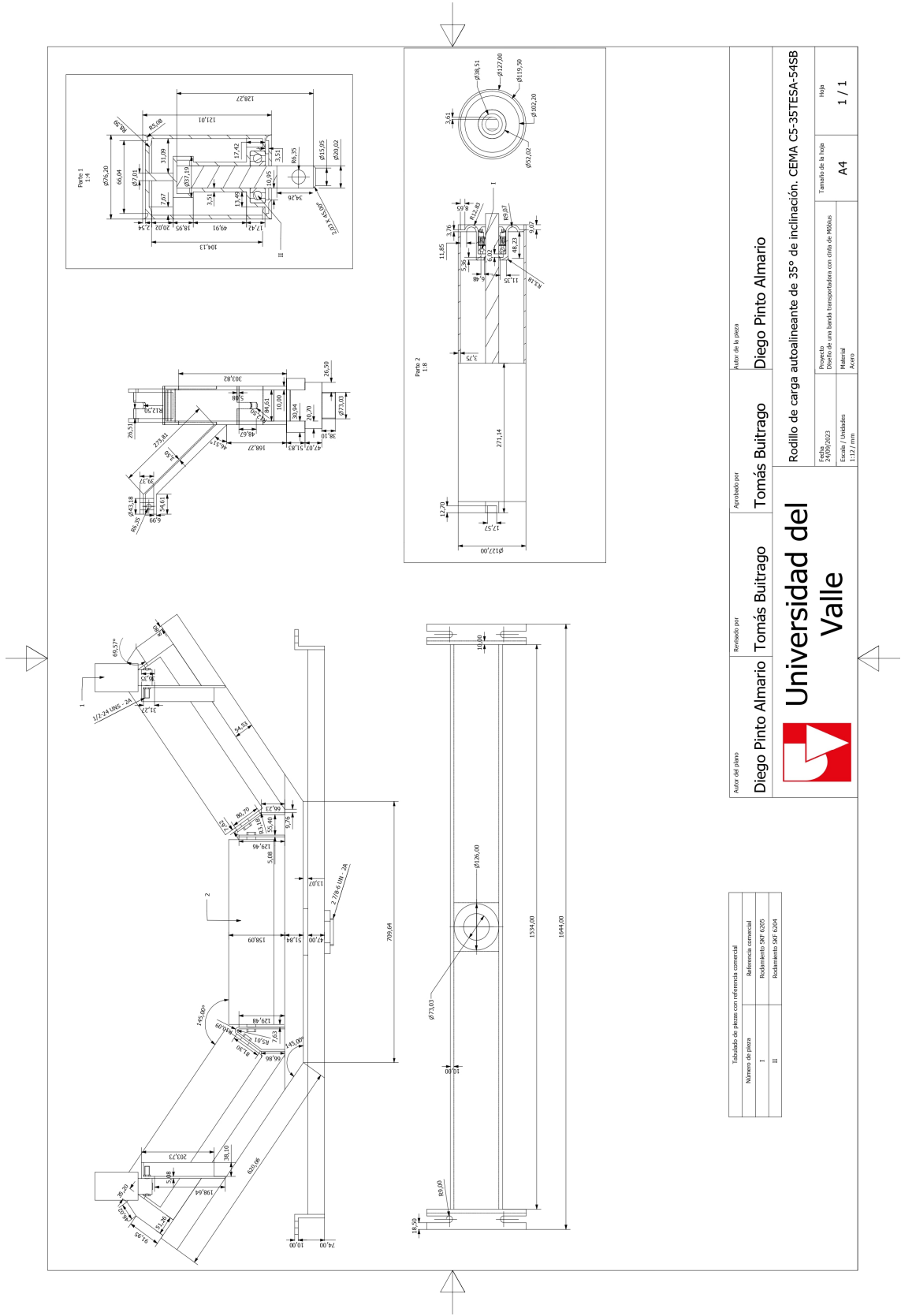
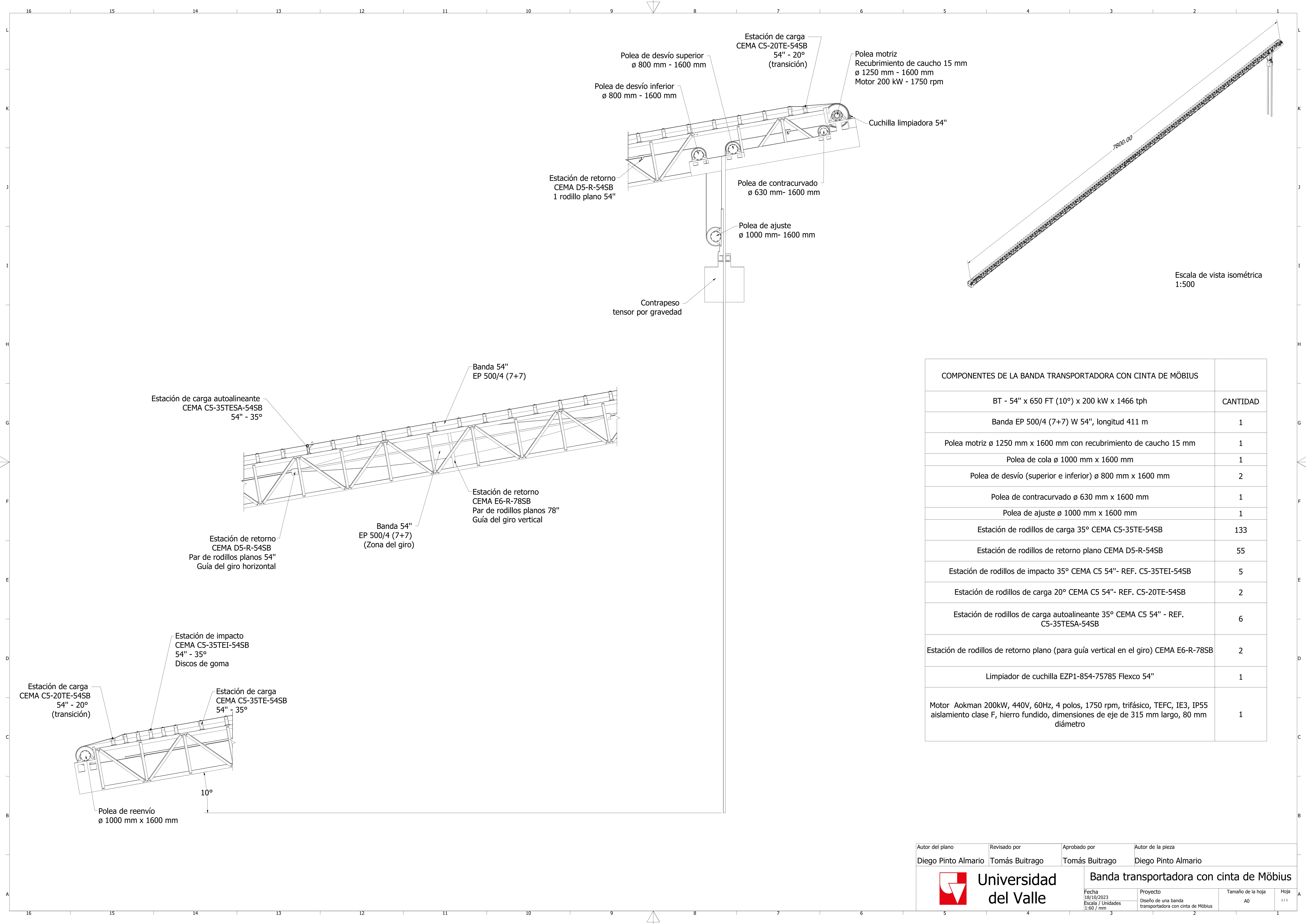


Tabla de piezas con referencia comercial	
Número de pieza	Referencia comercial
I	Rodamiento SKF 6305
II	Rodamiento SKF 6304

 Universidad del Valle	Rodillo de carga autoalineante de 35° de inclinación. CEMA C5-35TESA-54SB		
	Diego Pinto Almario	Tomás Buitrago	
	Revisado por	Aprobado por	
	Autor del plano	Autor de la pieza	
Diego Pinto Almario		Tomás Buitrago	Diego Pinto Almario
Fecha: 26/05/2023		Tamaño de la hoja	
Escala: 1/1x100		A4	
Material: Acero		1 / 1	



COMPONENTES DE LA BANDA TRANSPORTADORA CON CINTA DE MÖBIUS	
BT - 54" x 650 FT (10°) x 200 kW x 1466 tph	CANTIDAD
Banda EP 500/4 (7+7) W 54", longitud 411 m	1
Polea motriz ø 1250 mm x 1600 mm con recubrimiento de caucho 15 mm	1
Polea de cola ø 1000 mm x 1600 mm	1
Polea de desvío (superior e inferior) ø 800 mm x 1600 mm	2
Polea de contracurvado ø 630 mm x 1600 mm	1
Polea de ajuste ø 1000 mm x 1600 mm	1
Estación de rodillos de carga 35° CEMA C5-35TE-54SB	133
Estación de rodillos de retorno plano CEMA D5-R-54SB	55
Estación de rodillos de impacto 35° CEMA C5 54"- REF. C5-35TEI-54SB	5
Estación de rodillos de carga 20° CEMA C5 54"- REF. C5-20TE-54SB	2
Estación de rodillos de carga autoalineante 35° CEMA C5 54" - REF. C5-35TESA-54SB	6
Estación de rodillos de retorno plano (para guía vertical en el giro) CEMA E6-R-78SB	2
Limpiador de cuchilla EZP1-854-75785 Flexco 54"	1
Motor Aokman 200kW, 440V, 60Hz, 4 polos, 1750 rpm, trifásico, TEFC, IE3, IP55 aislamiento clase F, hierro fundido, dimensiones de eje de 315 mm largo, 80 mm diámetro	1