UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

Repositorio Digital USM **https://repositorio.usm.cl**

Tesis USM TESIS de Pregrado de acceso ABIERTO

2021-11

DISEÑO DE MÁQUINA DE ENSAYOS BAJO CONDICIONES OPERACIONALES PARA RODILLOS DE CORREAS TRANSPORTADORAS

MORALES SALINAS, ROCO IGNACIO

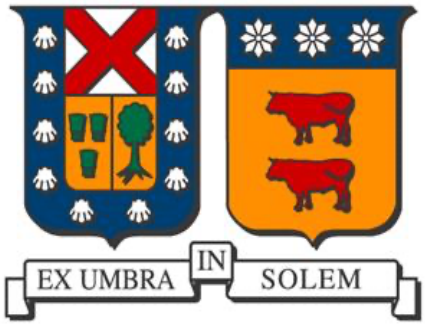
https://hdl.handle.net/11673/52826

Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

VALPARAÍSO – CHILE



DISEÑO DE MÁQUINA DE ENSAYOS BAJO CONDICIONES OPERACIONALES PARA RODILLOS DE CORREAS TRANSPORTADORAS

ROCO IGNACIO MORALES SALINAS

MEMORIA DE TITULACION PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: FERNANDO ROJAS GONZÁLEZ

PROFESOR CORREFERENTE: GUILLERMO GONZÁLEZ BAQUEDANO

Noviembre de 2021

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera agradecer a mis padres y a mis hermanas por el apoyo que me han brindado a lo largo de esta carrera. Han sido un pilar fundamental y me han entregado todas las herramientas para que pueda desenvolverme de la mejor manera.

A mi familia en general por entregar su apoyo y estar constantemente preguntando —en ocasiones, excesivamente— sobre el avance de mi etapa universitaria.

También, me es imposible no agradecer y enviar un abrazo al cielo a personas que ya no están con nosotros, pero que de alguna u otra manera han estado presente. Estos serían: mi tata Roco, mi abuela y mi tata Hugo, que me inculcó el cariño por esta carrera.

A la Panchita, mi polola, por acompañarme, aguantarme y entender los períodos de estrés. Gracias por ser como eres, por brindarme tu apoyo y cariño. *"Siempre se trató de ti…"*.

Agradezco a mis amigos de la U, representados por *Team Humo*, con quienes compartí años de clases, certámenes, peñas, (desastrosos) partidos, entre otras cosas. Mención especial a Felipe Jiménez, que fue un notable amigo y compañero de mil conversaciones durante este proceso. Y a mis amigos talquinos *Los Acereros*, con los que tengo una amistad de años y que se transformaban en panorama obligado cuando viajaba.

A cada uno de los profesores que tuve a lo largo de estos casi 20 años. Desde mi nina en kínder, pasando por la profesora Sonia y el *profe* Pedro, hasta mi profesor guía Fernando.

"Por más egoísta que se pueda suponer al hombre, existen evidentemente en su naturaleza algunos principios que le hacen interesarse por la suerte de otros, y hacen que la felicidad de éstos le resulte necesaria, aunque no derive de ella nada más que el placer de contemplarla."

Adam Smith (1759).

"No es quien seas en el interior, tus actos son los que te definen."

Bruce Wayne (2005).

"Yo creo que en la vida nada es imposible hueón, ni una hueá. Nada hueón."

Nicolás Massú (2009).

Resumen

El transporte de materiales sólidos a granel es una actividad industrial que ha logrado un gran desarrollo tecnológico. Con el paso de los años ha mejorado considerablemente los valores de velocidad de traslado y de capacidad de carga. Además, ha buscado que sus instalaciones sean eficientes y confiables, poniendo énfasis en las correas transportadoras y los rodillos.

En la presente memoria se entrega un análisis sobre la importancia de los rodillos en las instalaciones. Se muestran normas que ayudan a seleccionarlos de forma adecuada, algunas consideraciones de diseño, la tasa de fallas que tienen dentro de las instalaciones y la energía que consumen. Además, se presentan ensayos que se realizan a estos elementos ya sea según normas o acorde a los lineamientos establecidos por actores vinculados a la industria minera, con un especial énfasis en pruebas de resistencia a la rotación.

En línea con esto último, se propone el diseño de una máquina de ensayos que permite medir la resistencia a la rotación de rodillos. Para la construcción de esta se realizaron análisis estructurales, mediante mecánica de materiales y método de elementos finitos, con el fin de estudiar el comportamiento bajo carga. También, se seleccionaron equipos que serían útiles para el cumplimiento de las capacidades actuales de ensayos, según lo recopilado.

Luego de los favorables resultados, se entregan planos generales con el fin de dar a conocer la disposición de los elementos que componen la máquina y las dimensiones máximas que esta posee.

Finalmente, se presenta la máquina de ensayos propuesta que posee la capacidad de entregar una velocidad tangencial de 7 m/s y una fuerza de carga máxima de 5000 N. En ella se pueden ensayar rodillos con un largo que va desde 500 mm hasta 1200 mm.

Abstract

As an industrial activity, bulk solids handling has undergone great technological development. Over the years, operational speed and load capacity have both been improved. A strong effort has also been made to achieve more efficient and reliable systems, specially through emphasizing the role of belt conveyors and idlers.

This work presents an analysis on the importance of idlers in bulk solid handling facilities. Standards regarding their selection, some design considerations, rates of failure and information on energy consumption are shown. Additionally, tests frequently performed on these elements according to standards or mining industry related parties, with special emphasis on rolling resistance evaluation, are presented.

It's because of the importance of testing that the design of machinery capable of measuring idler rolling resistance is here proposed. During the design process, structural analysis based on principles of mechanics of materials and the finite element method were performed to assess the system's response under loading conditions. Useful additional equipment was selected carefully in order to fulfil test requirements as stated in documented sources.

As favorable results were obtained from the analysis, general technical drawings are given to show the arrangement of the different elements comprising the device and its main dimensions.

Finally, the prospective testing device is presented. It can provide a tangential velocity of 7 m/s and exert a maximum load of 5000 N. Idlers ranging from 500 mm to 1200 mm in length can be tested on it.

Índice general

I. INTRODUCCIÓN 1
II. MOTIVACIÓN 3
III. OBJETIVOS 3
Objetivo general 3
Objetivos específicos 3
IV. CORREAS TRANSPORTADORAS 4
Cinta transportadora 4
Rodillos 6
V. SELECCIÓN DE RODILLOS 8
Diseño de rodillos 9
VI. INFLUENCIA DE RODILLOS EN CORREAS TRANSPORTADORAS 15
Energía consumida 15
Fallas de rodillos 16
VII. PRUEBAS A RODILLOS 21
Desarrollo de normas 21
Recopilación 24
VIII. SELECCIÓN DE DISEÑO 27
IX. MARCO TEÓRICO 30
Velocidad angular y tangencial 30
Correas de transmisión 31
Esfuerzos 34
Cilindros hidráulicos 36
Celdas de carga 37
X. DISEÑO 39
Velocidad 39
Cálculo de correa de transmisión y poleas 40
Correas de carga 42

Descripción de la estructura....43
Elección de cilindros....44
Circuito hidráulico....45
Arreglo de medición....47
Dimensionamiento de estructura....51
Guías....64
Simulación de máquina....66
Resultados....67
XI. MÁQUINA DE ENSAYOS....70
Modelo máquina....70
Especificaciones....72
XII. CONCLUSIONES....73
REFERENCIAS....75

Índice de figuras

Figura 1. Arreglo típico de correas transportadoras. 4
Figura 2. Perfil de una correa con núcleo de acero. 5
Figura 3. Componentes básicos de un rodillo de correa transportadora. 6
Figura 4. Disposiciones de estaciones (a) Estación plana de un solo rodillo. (b) Estación de dos rodillos en V. (c) Estación de tres rodillos en forma de artesa. 7
Figura 5. Sección transversal teórica de material a granel para el transporte horizontal con tres rodillos idénticos, según norma DIN 22101:2011 10
Figura 6. Esquema de fuerzas y curva de deflexión del eje. 13
Figura 7. Proporción de las componentes de resistencia primaria. 16
Figura 8. Modos de falla de rodillos en correa transportadora B2800er entre 2007 y 2012. 18
Figura 9. Máquina de prueba para la resistencia a la rotación de rodillos de correas transportadoras de acuerdo a DIN 22112-3. 22
Figura 10. Diagrama del banco de ensayos para la prueba de resistencia a la rotación de acuerdo a la norma PN-M-46606. 23
Figura 11. Esquema de máquina para pruebas de resistencia a la rotación. 25
Figura 12. Propuesta de carga distribuida y máquina de prueba de la Faculty of Mechanical engineering - University of Belgrade. 26
Figura 13. Estructura para pruebas de resistencia a la rotación desarrollada por Yan Lu (School of Electrical Engineering - Shangai Dianji University). 26
Figura 14. Medición de la geometría de un rodillo estándar. 28
Figura 15. Ejemplo de puente de Wheatstone: 38
Figura 16. Selección sección correa. 40
Figura 17. Diseño para cilindros ØA de 25 a 40 mm. 45
Figura 18. Bomba hidráulica motorizada BMO 10000. 46
Figura 19. Circuito hidráulico máquina de ensayos. 46
Figura 20. Esquema funcionamiento celda de carga de apoyo. 48

Figura 21. Célula de carga de un solo punto MT1260-500. 49
Figura 22. Esquema de funcionamiento medición resistencia a la rotación. 49
Figura 23. Amplificador de celda de carga. 50
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre perfil rectangular. 51
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre perfil ángulo. 52
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre perfil cuadrado. 54
Figura 27. Diagrama de cuerpo libre perfil IPN. 55
Figura 28. Perfil IPN con refuerzos. 57
Figura 29. Diagrama de cuerpo libre perfil cuadrado inferior. 58
Figura 30. Diagrama de cuerpo libre pieza de apoyo. 60
Figura 31. Geometría pieza de apoyo. 61
Figura 32. Simulación pieza de apoyo. 62
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre perfiles rectangulares inferiores. 63
Figura 34. Modelo de guía vertical. 65
Figura 35. Resultados de análisis de esfuerzos estructura máquina de ensayos. 67
Figura 36. Resultados análisis de deflexiones estructura máquina de ensayos. 68
Figura 37. Resultados análisis factor de seguridad estructura máquina de ensayos. 69
Figura 38. Modelo máquina de ensayos 70
Figura 39. Medidas principales máquina de ensayos. 71

Índice de tablas

Tabla 1. Factores de reparto de carga con ángulo de artesa variable. 11
Tabla 2. Clasificación de rodillos CEMA. 14
Tabla 3. Cantidad de fallas en correas transportadoras. 17
Tabla 4. Combinaciones presión y diámetro. 44
Tabla 5. Medidas cilindro hidráulico Ø40 mm. 45
Tabla 6. Características y comportamiento perfil rectangular frente a carga. 52
Tabla 7. Características y comportamiento perfil ángulo frente a carga. 53
Tabla 8. Características y comportamiento perfil cuadrado frente a carga. 55
Tabla 9. Características y comportamiento perfil IPN frente a carga. 56
Tabla 10. Características y comportamiento perfil cuadrado inferior frente a carga. 59
Tabla 11. Especificaciones máquina de ensayos. 72

I. Introducción

El transporte de materiales sólidos a granel corresponde a una de las grandes actividades industriales, por lo que buscar oportunidades de mejoras es recurrente. Dentro de esto, el uso de correas transportadoras ha adquirido un protagonismo dado que permiten trasladar el material de manera continua y en grandes distancias.

Diversos países mineros cuentan con instalaciones de estos sistemas, utilizándolos ya sea para transporte dentro de la mina, o bien, para el transporte de material en puertos.

Chile ha basado su matriz productiva en la actividad minera durante gran parte de su historia reciente, especialmente en la minería de cobre, por lo que la implementación de nuevas tecnologías en este rubro ha ido creciendo tratando de lograr una mejora en la productividad. Para esto las correas transportadoras han sido esenciales y su uso se hace indispensable, logrando alcanzar distancias enormes. En 2009 se entregaba un catastro de, aproximadamente, 170 km de largo en total de correas en faenas mineras chilenas [1].

Uno de los últimos proyectos que hace uso de correas transportadoras en grandes distancias es el realizado por CODELCO en la zona norte del país, el proyecto estructural “Chuquicamata Subterránea”, que cuenta con una red de correas transportadoras de 14 km que toma material desde el fondo de la mina llevándolo a la superficie y posteriormente a la planta concentradora.

La velocidad de las correas transportadoras también ha ido en aumento en busca de aumentar la producción y disminuir los tiempos de traslado del material. En esto la industria del carbón lleva cierta ventaja, ya que desde hace décadas superó la velocidad de 6 m/s, llegando actualmente a valores de 15 m/s. Por su

parte, la industria del cobre, que, si bien durante los últimos años ha ido mejorando en este aspecto, las velocidades aún son comparativamente bajas. El valor promedio, en Chile, se acerca a los 5 m/s [1] pero dada las nuevas tecnologías y mejoras en los cálculos de diseño se ha logrado llegar a velocidades de 7 m/s, como en el caso del proyecto de Chuquicamata Subterránea.

Lo anterior influye directamente en la cantidad de material transportado ya que este depende tanto de la velocidad como del ancho de la correa. Es ahí una de las diferencias entre las distintas capacidades instaladas en faenas mineras.

Las correas transportadoras son diversas y buscan satisfacer distintos requerimientos según la aplicación. Pero estas son solo una parte de las instalaciones por lo que se busca que el conjunto en general tenga un óptimo funcionamiento.

Uno de los componentes de esta forma de transporte de material, pero no menos importante, son los polines o estaciones que soportan la cinta transportadora con la carga. Básicamente, se componen de una estructura que da sostén y de rodillos (uno o más) que buscan asemejarse a la forma que adquiere la correa en su movimiento con la carga. De esta manera los rodillos permiten el movimiento de la cinta a través de ellos como también para que esta se apoye.

Los rodillos deben estar girando constantemente durante su vida útil y han tenido que mejorar sus propiedades para ajustarse a los nuevos requerimientos en cuanto a la velocidad que se desea como también en el uso de energía en el movimiento del material mediante la correa transportadora.

II. Motivación

Producto de lo anteriormente explicado, y en línea con lo que busca la industria, es decir, optimizar las actividades operacionales y la confiabilidad de equipos con el fin de mejorar la disponibilidad y lograr una mayor productividad, es que se trabajará en la mejora de pruebas a rodillos de correas transportadoras.

III. Objetivos

Objetivo general

- Proponer un diseño de máquina de ensayos bajo condiciones operacionales para rodillos de correas transportadoras.

Objetivos específicos

- Estudiar y describir partes y funcionamiento de un rodillo de correas transportadoras.
- Evaluar la influencia de rodillos dentro de las correas transportadoras.
- Recopilar ensayos bajo norma que actualmente se realizan a rodillos.
- Determinar especificaciones de carga para rodillos en operación.
- Realizar el diseño básico de una máquina para ensayos de rodillos bajo condiciones nominales de operación.

IV. Correas Transportadoras

Las correas transportadoras son un tipo de transporte continuo que permite desplazar materiales sólidos a granel en grandes cantidades entre puntos específicos determinados por la necesidad de la faena.

Se debe tener en consideración que la cinta o banda en sí es sólo una parte dentro de la instalación para el transporte de material. En la figura 1, se muestra un arreglo típico y con su nomenclatura según CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) [2].

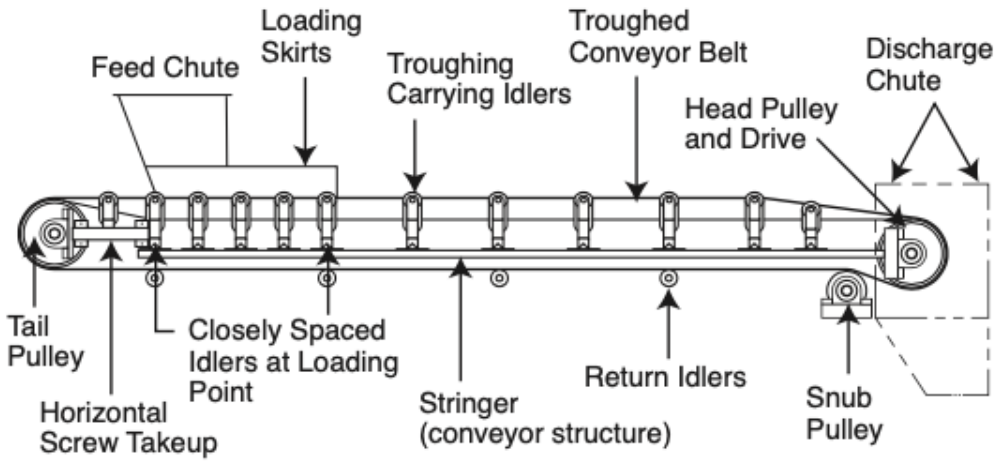


Figura 1. Arreglo típico de correas transportadoras.

Cinta transportadora

Dentro de la industria existen diversos tipos de cintas según los requerimientos y aplicaciones que estas tendrán, pero en general todas están formadas por un núcleo y una cubierta que lo protege.

La cubierta busca proteger al núcleo de efectos destructivos por acción química, física o mecánica cubriéndolo por ambos lados. La capa superior de esta está en contacto con el material transportado, y, por lo tanto, más expuesta a abrasión o ruptura mientras que la capa inferior está en contacto con las estaciones de rodillos y básicamente con el polvo que se levanta del material.

Por su parte, el núcleo responde a las solicitaciones de tensión, impacto y puede ser conformada por telas sintéticas o cables de acero, según los requerimientos y necesidades de operación y aplicación. Básicamente, entra en juego dar estabilidad, pero a la vez flexibilidad y elasticidad.

En general, los núcleos de correas de acero resisten tensiones significativamente mayores que las sintéticas. En cuanto a su conformación, la parte interior está compuesta de una red de cables de acero, que a su vez están elaboradas de múltiples filamentos de alambre.

La denominación de correas se basa en el tipo de núcleo, indicado por una combinación de siglas y su tensión. La norma DIN específica este valor según la tensión de ruptura en kN/m [3].

Figura 2. Perfil de una correa con núcleo de acero.

Rodillos

Los rodillos o polines son elementos que tienen como función dar soporte a la correa transportadora y la carga que esta lleva. Las estaciones se componen de una estructura base y de uno o más rodillos que dan forma a la correa.

Los rodillos intentan dar fluidez al movimiento de la cinta girando a medida que esta avanza, es por esto que se ha progresado en el estudio y empleo de nuevos materiales. Dentro de sus elementos básicos están los cojinetes, juntas antifricción y un eje que se mantiene fijo.

En general, existen dos tipos de rodillos según la función que realice dentro de la correa transportadora. Los rodillos de avance que soportan la correa cuando va con carga y los rodillos de retorno que soportan la correa vacía dentro del circuito.

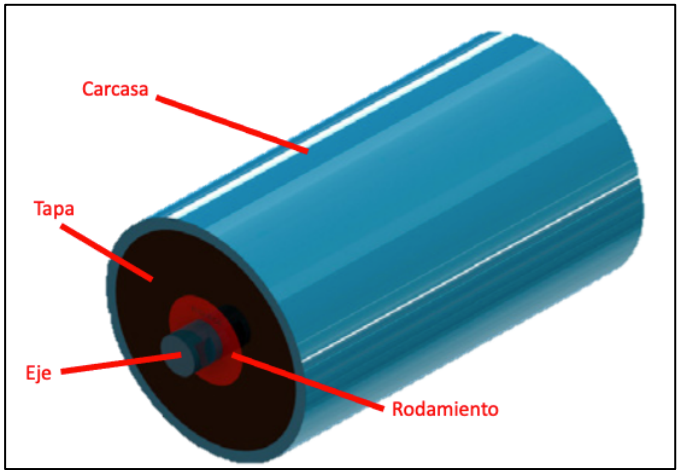
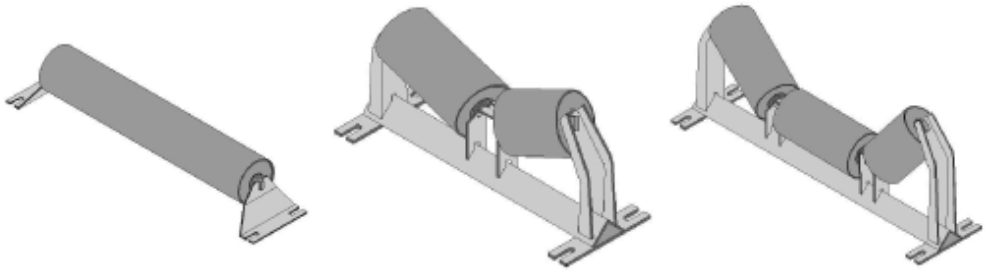


Figura 3. Componentes básicos de un rodillo de correa transportadora. *(Elaboración propia).*

Otra función característica de los rodillos es ayudar al centrado de la cinta perdido producto de las fuerzas a las que está sometida y que la sacan de su posición recta ideal. Una forma de contribuir a esto es la disposición que se utiliza en la instalación, esto puede ser un solo rodillo, dos rodillos en V o tres rodillos situados en forma de artesa.



(a) **(b)** **(c)**

Figura 4. Disposiciones de estaciones (a) Estación plana de un solo rodillo. (b) Estación de dos rodillos en V. (c) Estación de tres rodillos en forma de artesa.

(Fuente: Cintatec.cl)

En cuanto a los materiales utilizados para la fabricación de los rodillos, generalmente se utilizan rodillos de carcasa o manto metálico al igual que su eje. Sin embargo, se ha ido avanzando en tecnologías que permiten desarrollar rodillos con una carcasa de polietileno de alta densidad reforzada. El uso de este material permite fabricar rodillos más ligeros sin perder rigidez, consistencia, estabilidad, entre otros.

V. Selección de rodillos

En primera instancia, para la selección de los rodillos se conjugan requerimientos técnicos y económicos. Lo primero viene definido por las condiciones operacionales a las cuales serán sometidos los rodillos, mientras que lo segundo se refiere a que la selección debe considerar los costos del ciclo de vida de los rodillos.

Según lo anterior, y si se considera un poco más de detalle, se puede establecer que existen cinco criterios básicos para la selección de los rodillos: Capacidad de carga, tiempo de vida, costos, resistencia a la rotación y el impacto ambiental.

La capacidad de carga es el requerimiento principal que debe cumplir el rodillo, dado que debe ser capaz de resistir las cargas durante la operación, si no este fallaría prematuramente por esfuerzos y deformaciones excesivas.

El tiempo de vida viene dado por una combinación de factores y por el comportamiento de los elementos. Es complicado calcular el valor de manera exacta por lo que los proveedores o manufactureros informan este de acuerdo a la clasificación de los tiempos de vida de rodamientos L_{10}. [4].

Para los costos se considera todo el ciclo de vida del rodillo, es decir, incluye valores de compra e instalación, de operación y mantención, y los costos de retiro de los rodillos. A diferencia de los costos de inversión, los costos de operación y mantención son más difíciles de calcular ya que es menor la información referida al consumo de energía y los planes de mantenimiento asociados.

Por último, se está considerando el impacto ambiental que presentan los rodillos. Bajo este aspecto, el ruido de operación y cuando los rodillos fallan son motivos de preocupación dado que afecta a trabajadores y áreas residenciales cercanas. Para esto, se han desarrollado rodillos de polímeros que reducen los niveles de ruido.

Además de los aspectos anteriormente descritos, se debe considerar el ambiente operacional en donde se instalarán los rodillos, es decir, la interacción que tendrá con la correa, por ejemplo, es necesario considerar el peso propio que esta tiene, la cual generará una carga extra sobre los rodillos. Como también tener en consideración las condiciones medioambientales en las cuales se encuentra la instalación como la temperatura ambiente, humedad y el polvo o suciedad del lugar.

Diseño de rodillos

Para una selección adecuada de rodillos, en primer lugar, se debe calcular la carga que se ejercerá sobre el.

La carga sobre un rodillo involucra el peso propio, la resultante de las fuerzas que ejerce la cinta transportadora y la carga del material transportado. En general, la industria provee guías que permiten calcular las fuerzas de la cinta y del material bajo los parámetros operacionales y de diseño, por ejemplo, la capacidad, velocidad y tipo de cinta, la densidad y tamaño del material.

Para calcular la carga del material sobre los rodillos, CEMA utiliza una sección transversal del material de forma circular, mientras que la norma DIN 22101:2011 aproxima la sección transversal con una forma semejante a un pentágono, como se muestra en la figura a continuación [5]:

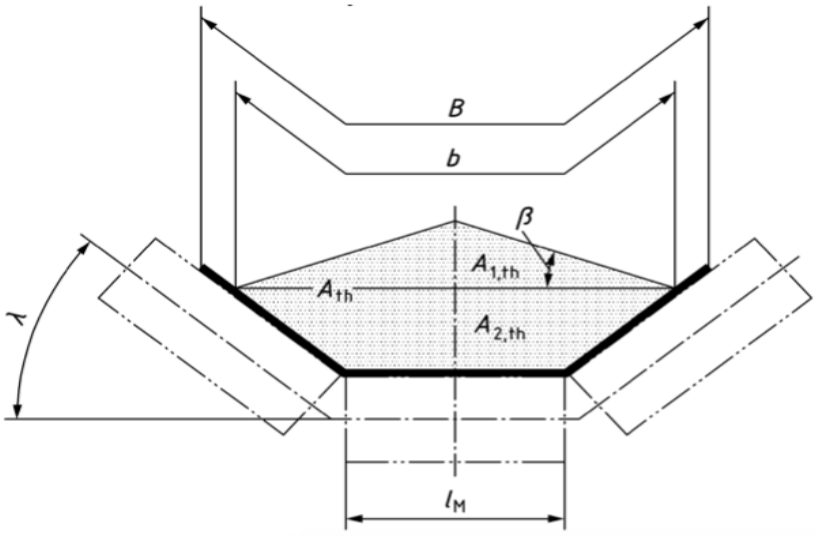


Figura 5. Sección transversal teórica de material a granel para el transporte horizontal con tres rodillos idénticos, según norma DIN 22101:2011.

Siendo el área transversal calculada como:

$$A_{th} = [l_M + (b - l_M) \cdot \cos\lambda]^2 \cdot \frac{\tan\beta}{4} + \left[l_M + \frac{(b-l_M)}{2} \cdot \cos\lambda\right] \cdot \frac{(b-l_M)}{2} \cdot \sin\lambda \quad \textbf{(1)}$$

Donde l_M es el largo de la carcasa del rodillo central (m), b es el largo de la cinta cargada (m), λ es el ángulo de inclinación de la artesa (º), β es el ángulo de sobrecarga del material a granel.

El volumen del material se obtiene mediante el uso de la sección transversal anteriormente descrita y un estimado del espaciamiento entre estaciones de rodillos. De esta manera, y en conjunto con la densidad del material, es que se puede calcular el peso que este tendrá sobre los rodillos. Mientras que el peso de la cinta se puede obtener de los proveedores.

Luego de obtener la carga sobre la estación de rodillos, se puede obtener la carga efectuada sobre cada rodillo individual según la forma de la instalación que se tenga. Para el caso clásico de estaciones equipadas con tres rodillos idénticos, la distribución de la carga se puede estimar conforme a la superficie de contacto que estos tengan con el peso de la cinta. Por lo que, se realiza un ajuste mediante un factor de carga individual que relaciona la carga radial efectuada sobre el rodillo central del arreglo y la carga total sobre la estación de rodillos.

Los valores generalmente van entre 0,6 y 0,8, dependiendo del tamaño y la inclinación que tenga la configuración de la estación. Experimentalmente se han determinado factores como los mostrados en la tabla 1, con lo que finalmente el valor de la carga sobre el rodillo central y los laterales puede ser calculada [6].

Tabla 1. Factores de reparto de carga con ángulo de artesa variable.

Ángulo de artesa (º)	**Factor de carga (-)**
20	0,722
35	0,778
45	0,81

La selección de las partes de un rodillo se basa, generalmente, en la carga que recibe el rodillo central. Por ejemplo, los rodamientos que están más cargados son precisamente los del rodillo central, por lo que el resto de los rodamientos de la estación están calculados con la carga que recibe este.
De esta manera el tamaño de los rodamientos puede ser determinado mediante la comparación entre la carga calculada y la carga dinámica del rodamiento proporcionada por el proveedor.

Para la selección de la carcasa, se debe considerar la capacidad de soportar la carga de la banda y el material a granel, mientras que la excentricidad y el desbalanceo están restringidos para garantizar un funcionamiento silencioso y suave. Dentro de esto, el espesor es una característica fundamental del dimensionamiento de la carcasa. En el caso del rodillo central se estima que la carga se distribuye uniformemente a lo largo de la carcasa, por lo que se puede utilizar la siguiente ecuación para calcular la deflexión angular que esta tendrá en la parte central:

$$y_{carcasa} = \frac{q \cdot l_M^3}{24 \cdot E \cdot I_y} \quad \textbf{(2)}$$

Donde q es la carga sobre la carcasa (N/m) siendo calculada como la relación entre la carga sobre el rodillo y el largo de la carcasa, E es el modulo de Young (GPa), I_y es el momento de inercia respecto al eje y, que puede ser calculado como:

$$I_y = \frac{\pi \cdot d_0^3 \cdot s}{8} \quad \textbf{(3)}$$

Donde d_0 es el diámetro (m) y s es el espesor de la carcasa (m).

Para efectos de diseño se puede utilizar la ecuación (2) y (3) para obtener un espesor mínimo de carcasa, fijando la deflexión angular máxima posible. Por ejemplo, se plantea 0,004 radianes para el corrector funcionamiento de los rodamientos de bolas [6].

El espesor de la carcasa debe ser lo suficientemente grueso para asegurar una deflexión menor a la máxima permitida, además debe resistir el desgaste al cual está expuesto durante su vida útil.

El dimensionamiento del eje del rodillo también es importante. Una deflexión excesiva es perjudicial para el funcionamiento de los rodamientos, ya que provocan un esfuerzo adicional en el punto de contacto propiciando fallos por fatiga de los mismos.

Con un procedimiento similar al dimensionamiento de la carcasa, se puede utilizar la deflexión máxima permitida del eje, utilizando las fuerzas radiales ejercidas por los rodamientos. Si estas son iguales, se obtiene un esquema de la siguiente manera:

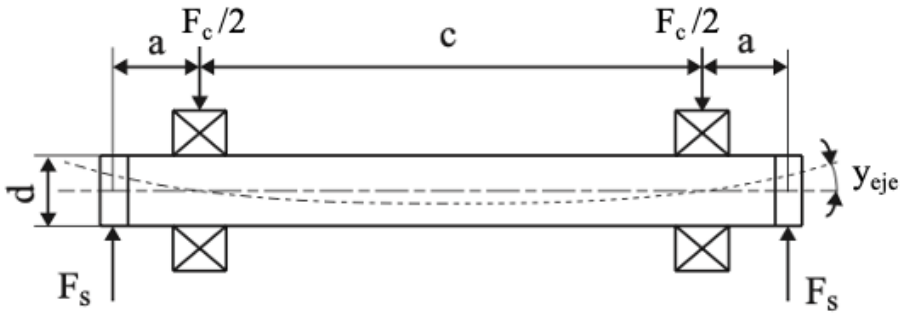


Figura 6. Esquema de fuerzas y curva de deflexión del eje.

Según lo anterior, entonces, se fija una deflexión máxima y se utiliza la ecuación (4) para deflexiones de este tipo, que puede ser calculada de la siguiente manera:

$$y_{eje} = \frac{16 \cdot F_c \cdot (a^2 + a \cdot c)}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad \textbf{(4)}$$

Donde F_c es la fuerza radial ejercida en el centro del rodillo (N), d es el diámetro del eje (m), a y c son las dimensiones mostradas en la figura 6.

La experiencia industrial muestra que aún no existe una metodología exacta para calcular la carga que se ejerce sobre los rodillos, el cálculo final se basa en

aproximaciones y ensayos en laboratorios. Esto provoca que los rodillos presenten fallas prematuras por cargas excesivas.

Como el reparto de la carga entre los rodillos de una estación es desigual, se puede inferir que el desgaste sobre estos será de la misma manera. Es por esto que al momento de remplazar una estación se podría ocasionar un desperdicio de rodillos que aún presentan condiciones para operar. Otro caso probable es que, se determine que la estación aún está en buenas condiciones producto de una inspección realizada a los rodillos de los extremos, sin tomar en cuenta que el central presentaría una mala condición.

Con el fin de simplificar la selección CEMA agrupó la clasificación de los rodillos según la siguiente tabla [7].

Tabla 2. Clasificación de rodillos CEMA.

Clase Rodillo CEMA	**Diámetro rodillo in (mm)**	**Rango de ancho de correa in (mm)**
B4	4 (102)	18 - 48 (457-1219)
B5	5 (127)	18 - 48 (457-1219)
C4	4 (102)	18 - 60 (457-1524)
C5	5 (127)	18 - 60 (427-1524)
C6	6 (154)	24 - 60 (610-1524)
D5	5 (127)	24 - 72 (610-1829)
D6	6 (154)	24 - 72 (610-1829)
E6	6 (154)	36 - 96 (914-2438)
E7	7 (179)	36 - 96 (914-2438)
F6	6 (154)	60 - 96 (1524-2438)
F7	7 (179)	60 - 96 (1524-2438)
F8	8 (203)	60 - 96 (1524-2438)

VI. Influencia de rodillos en correas transportadoras

Energía consumida

Las correas transportadoras están sujetas a diversas fuerzas en su funcionamiento. Las resistencias primarias son aquellas fuerzas que están a lo largo de las zonas de contacto de la correa transportadoras con elementos externos. Por ejemplo, está la resistencia a la rotación de los rodillos, la indentación de la correa, la resistencia a la flexión, entre otras.

En lo particular, se estima que la resistencia a la rotación de los rodillos comprende entre un 5% y 15% de la resistencia total al movimiento de las correas transportadoras. Esta contribución es pequeña en relación a las otras fuerzas que contribuyen al total. Sin embargo, dado lo anteriormente comentado, estos valores se deben considerar para grandes extensiones de correas transportadoras, en donde, además, su uso seguirá creciendo y con requisitos más exigentes.

Por lo que, disminuir los valores de resistencia se hacen necesarios para poder trasladar el material con ahorro importante de energía.

La figura 7 muestra la composición y la proporción de las resistencias primarias en una medición realizada en terreno por la Universidad de Wroclaw. [8]

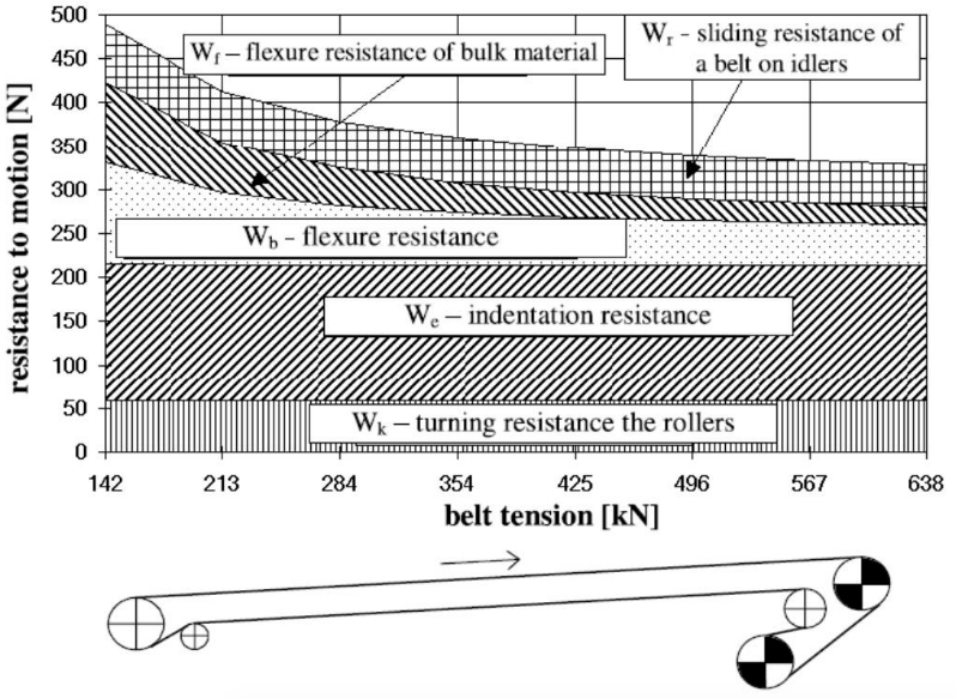


Figura 7. Proporción de las componentes de resistencia primaria.

Generalmente la resistencia la rotación dada por los rodillos viene de los elementos que lo componen, ya sea el tipo de rodamiento, el comportamiento del lubricante frente a la temperatura, los sellos y la velocidad de giro del rodillo.

Fallas de rodillos

Producto de que la velocidad en la industria cuprífera no ha aumentando significativamente, es posible pensar en la alternativa de hacer el traslado de manera más eficiente energéticamente y mejorar la confiabilidad de los equipos. Este último punto es esencial al momento de realizar diseños de proyectos y poder estimar los valores de producción esperados de la instalación, ya que en muchos casos las correas transportadoras se convierten en “cuellos de botella” dentro de la operación. Para esto se han desarrollado mejoras en la resistencia

de las correas, llegando a valores de ST 10.000, pero también se ha puesto el foco en la vida útil de los elementos en general.

Bajo este alero en la tabla 3 se presenta un resumen de fallas en correas transportadas registrado durante operación en una central térmica en donde, se aprecia que la mayor cantidad de fallas vienen dadas por los rodillos (74,1%). [9].

Tabla 3. Cantidad de fallas en correas transportadoras.

Causa de falla	Numero de Fallas	Porcentaje de Fallas
Falla en rodillo de carga	117	38,7
Falla en rodillo de retorno	107	35,4
Falla en rodamiento de polea motriz	19	6,3
Falla en martillo	13	4,3
Falla en acoples	11	3,6
Falla en correas	9	3,0
Falla en sellos	8	2,6
Falla en caja de engranes	8	2,6
Falla en el limpiador	4	1,3
Falla en polea de retorno	3	1,0
Falla en embrague	3	1,0

Si un rodillo presenta alguna falla y/o ruptura se hace necesario su recambio ya que no sólo afecta al funcionamiento de la operación, sino que se puede dar el caso que provoque un desgaste acelerado de la correa transportadora.

En la figura 8 se muestra un estudio de las fallas que se presentaron en los rodillos en una mina [10].

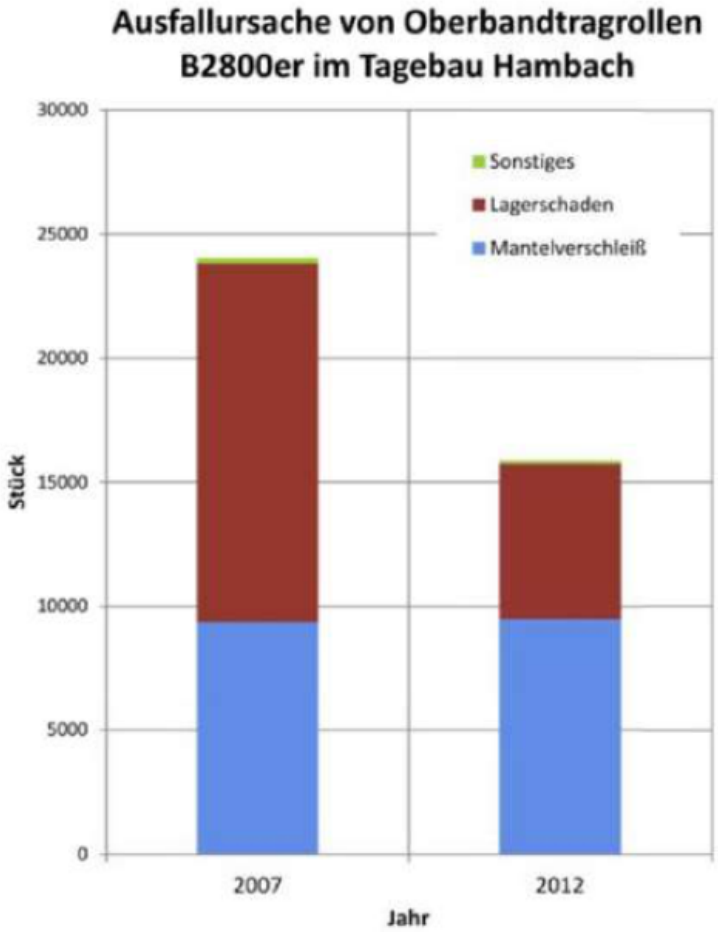


Figura 8. Modos de falla de rodillos en correa transportadora B2800er en 2007 y 2012.
(Mantelverschleiß indica desgaste de la carcasa, Lagerschaden indica daño del rodamiento, y Sonstiges representa otras causas).

En la imagen anterior se observa que los modos de falla más comunes son el fallo en el rodamiento y en la carcasa de los rodillos. Aunque estas fallas pueden estar relacionadas ya que un mal funcionamiento de los rodamientos acelera el desgaste de la carcasa.

Es por esto que los rodamientos son fundamentales dentro del funcionamiento de los rodillos ya que permiten el giro continuo y son la causa más común de falla. Los rodamientos pueden fallar producto de la contaminación del ambiente de operación, la falta de lubricación y sobrecargas que puede sufrir este elemento.

La contaminación es el factor más común [11], pudiendo esta ser sólida o líquida. Por lo tanto, se hace énfasis en la eficacia que presenten los sistemas de sellado que buscan aislar al rodamiento de estos agentes externos.
Se espera que la lubricación de los rodamientos lo acompañen durante toda su vida útil, sin embargo, este presenta pérdidas en sus propiedades producto del desgaste, contaminación y cambios de temperatura, por lo que su vida útil es menor a la de los rodillos [12].
Mientras que las sobrecargas provienen principalmente de la desalineación y desviación que adquieren los ejes. Provocando fuerzas radiales y axiales adicionales.

Otro elemento que representa una gran cantidad de fallas dentro de los rodillos es la carcasa o manto de estos. El desgaste que recibe producto del contacto y deslizamiento con la cinta transportadora puede llevar a una ruptura.
Esto puede verse acelerado por una instalación incorrecta, un diseño inadecuado, mala alineación de los ejes y fallos en los rodamientos.
La evidencia muestra que el desgaste de la carcasa es mayor en los rodillos laterales que en los centrales porque se producen fricciones adicionales entre las partes laterales de la cinta y los rodillos del mismo lugar debido a que la cinta tiende a moverse hacia el rodillo central [13].

Entre las consecuencias provocadas por fallas de rodillos está un mayor consumo de energía, inactividad operacional, daños en otro elementos, mayores costos y menores ingresos.

Es por esto que se han introducido mejoras en la detección de falla. Además, de realizar pruebas previas a la instalación de los rodillos que buscan verificar las características entregadas por los fabricantes.
Por ejemplo, se realizan pruebas para obtener valores de diseño de manera tal que los cálculos realizados sean una aproximación más exacta para la posterior construcción de la instalación, como también pruebas de confiabilidad de los rodillos que buscan verificar la vida útil de estos elementos bajo condiciones operacionales, de manera de poder predecir y programar planes de mantenimiento y/o el remplazo de estos.

Dentro de este contexto se espera que los rodillos acompañen los requerimientos de velocidad y operación, y que cumplan los tiempos y los valores de resistencia detallados por los fabricantes.

VII. Pruebas a rodillos

Con el fin de disminuir valores y factores de ignorancia en el diseño de correas transportadoras y posterior selección de equipos (principalmente de energía) es que se han realizado diversos estudios para el análisis de la resistencia a la rotación de rodillos, uniendo bases teóricas y datos experimentales.

En ocasiones se analiza el impacto que tienen los elementos de los rodillos en el valor de la resistencia, mientras que en otros casos se plantean arreglos y diseños de equipos que la obtienen de manera directa. Estos tienen la característica de imitar las condiciones operacionales a las que serán sometidas los rodillos.

Desarrollo de normas

Con el auge del uso de correas transportadoras, algunos países —especialmente mineros— han desarrollado normas para el diseño de instalaciones y pruebas que se realizan a estas. A medida que el desarrollo tecnológico de las instalaciones avanza, se ha buscado obtener valores más exactos de diseño.

Alemania ha desarrollado normas dedicadas especialmente para la minería subterránea de carbón. A considerar la norma DIN 22112 —realizada por un comité dedicado a estos asuntos— que presta atención a los rodillos utilizados en las correas transportadoras. La primera parte de esta norma establece los criterios de diseño y dimensionamiento de los elementos, en la parte 2 se encuentran los requerimientos de los rodillos, es decir, establece tolerancias, límite de movimientos axiales, entre otras. La parte 3 propone verificar lo desarrollado en la parte 2, es decir, se describen pruebas a rodillos para ver si cumplen requisitos para un correcto funcionamiento operacional.

Las pruebas propuestas, por ejemplo, buscan verificar las dimensiones de los rodillos y su peso, el movimiento axial producido por una fuerza de 500 N, la concentricidad, la estanqueidad, lubricación y la resistencia a la rotación.

Para esta última prueba, la norma propone utilizar una instalación como la mostrada en la figura 9. Los valores estandarizados comprenden una fuerza radial de 250 N y una velocidad de rotación de 650 rpm. Además, se establece un tiempo de estabilización del movimiento de 30 min y no más allá de 4 h. El valor es medido después de que el rodillo gira en ambas direcciones, por ende, se obtienen dos valores, utilizando a posterior, un promedio de estos. Finalmente, el valor medido se ajusta mediante los brazos de fuerza y se logra el valor final de la prueba.

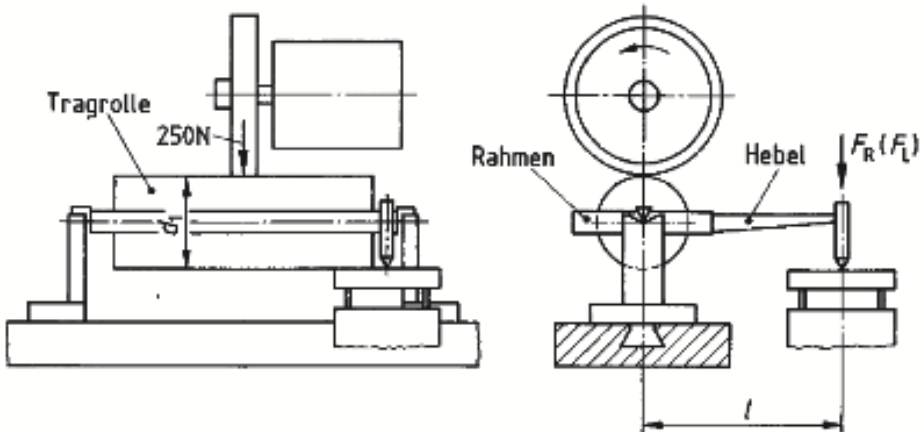


Figura 9. Máquina de prueba para la resistencia a la rotación de rodillos de correas transportadoras de acuerdo a DIN 22112-3.

Polonia, por su parte, también ha desarrollado una norma, la PN-M-46606, que también describe pruebas de rodillos según varios criterios.

A grandes rasgos, en esta norma se deben pasar pruebas similares a la DIN 22112-3, tales como de estanqueidad al polvo y agua. Además de testear la resistencia a la rotación con un arreglo como el mostrado en la figura 10.

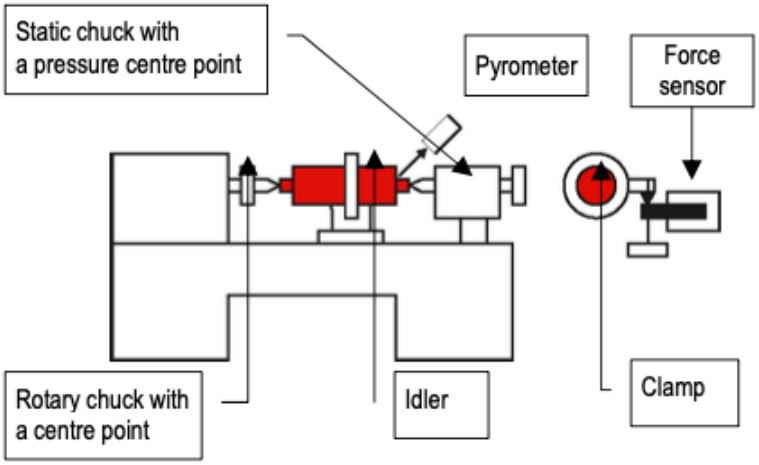


Figura 10. Diagrama del banco de ensayos para la prueba de resistencia a la rotación de acuerdo a la norma PN-M-46606.

La anterior utiliza como parámetro una fuerza radial de 250 N y una velocidad de giro de 600 rpm. Luego, el valor obtenido se ajusta mediante la geometría del banco de prueba, utilizando el brazo de fuerza y el diámetro del rodillo.

La SABS (South African Bureau of Standards) también presenta una norma dedicada a los rodillos de correas transportadoras, la SANS 1313. Esta está basada en la norma DIN anteriormente descrita y también está dividida en tres partes: la primera y segunda parte entrega definiciones, requisitos de materiales, los tipos, montaje, entre otros, mientras que la tercera parte trata las especificaciones de rendimiento de los rodillos, ya sea su desempeño como también su inspección y métodos para las pruebas. Se busca testear el movimiento axial, el sellado, la lubricación. Además, las fuerzas de fricción, la resistencia a la rotación y el ciclo de vida. Con esto se busca comprobar u

obtener los valores asociados a las características de los rodillos y también hacer análisis de confiabilidad.

Por último —y si bien no es una norma— CEMA establece y distingue dos tipos de ensayos, en donde, la gran diferencia está en el elemento que se hace girar del rodillo.
Las pruebas tipo A son aquellas en donde la carcasa del rodillo es la que rota mientras que el eje se mantiene estático, por el contrario, las pruebas tipo B son aquellas en donde el eje es el elemento que gira mientras que la carcasa se mantiene fija.

Por la manera en que los rodillos giran durante su operación en las correas transportadoras, los ensayos tipo A serían más adecuados, ya que entregarían con mayor exactitud el comportamiento que tendrá el lubricante y los elementos rotativos.

Recopilación

En búsqueda de mejorar la precisión de los resultados que posteriormente servirán para diseño es que se han desarrollado algunas pruebas por la academia y la industria con procedimientos similares a los descritos por las normas, pero con parámetros diferentes.

Por ejemplo, en la instalación realizada por el instituto de minería de la Universidad de Wroclaw y la manufacturera de rodillos Artur Kuepper GmbH & Co AG —mostrada en la figura 11— se hacen pruebas en donde se mantiene el eje fijo del rodillo, mientras que la carcasa es cargada por dos ruedas: Una rueda que recibe movimiento mediante una conexión al motor y a su vez entrega el movimiento al rodillo, mientras otra rueda gira por acción del rodillo y genera la carga sobre este para poder hacer las mediciones pertinentes de la resistencia

a la rotación. Para esta máquina se indica que es posible generar una fuerza radial máxima de 20 kN [14].

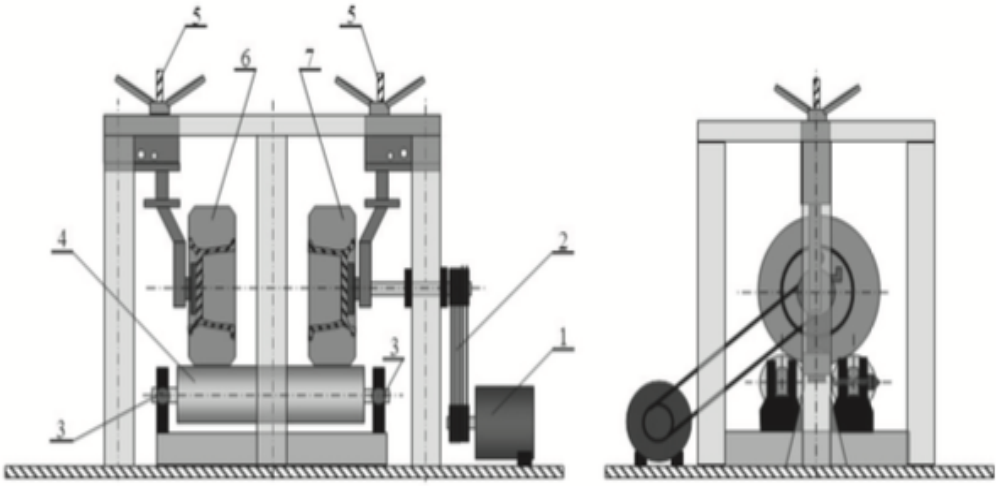


Figura 11. Esquema de máquina para pruebas de resistencia a la rotación.

La instalación que se observa en la figura 12 fue desarrollada por la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad de Belgrado y en esta se entrega al rodillo giro mediante la acción de las ruedas, a las cuales además se le puede ajustar su presión, lo que permite simular la distribución de carga sobre los rodillos en operación. En esta máquina se pueden hacer testeos con fuerzas radiales de hasta 9 kN y velocidades de giro hasta 1200 RPM. Esta máquina posee un procedimiento de análisis un tanto distinto a los anteriores descritos, ya que se basa en la desaceleración de los rodillos al ser desconectado de las ruedas, la cual es modelada y utilizada en conjunto con la inercia del rodillo para obtener la resistencia la rotación [15].

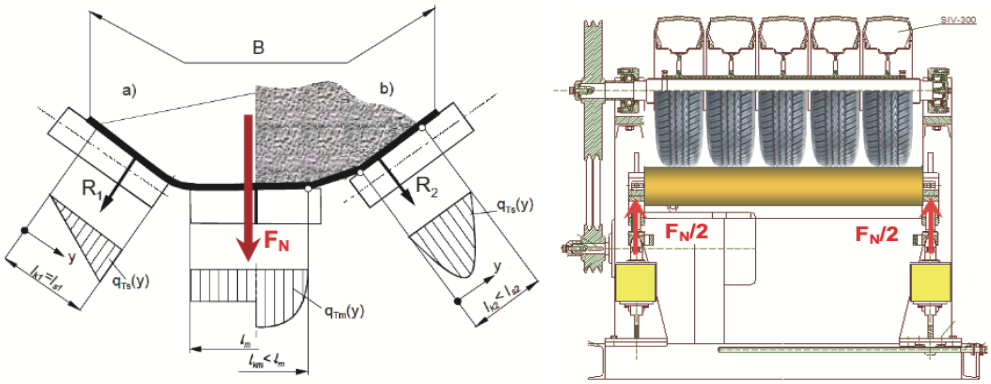


Figura 12. Propuesta de carga distribuida y máquina de prueba de la Faculty of Mechanical engineering - University of Belgrade.

En la figura 13, se muestra una prueba en donde se entrega giro al rodillo mediante el uso de una correa plana. Los parámetros que se pueden ajustar son la velocidad y la fuerza radial —ejercida por la misma correa— sobre el rodillo. Esta última es medida con una celda tipo "S", mientras que la resistencia a la rotación es monitoreada mediante un sensor "BK-3A". Lo que busca esta prueba es poder generar un modelo que permita predecir la resistencia a la rotación de los rodillos bajo los parámetros de carga y velocidad. Se hicieron ensayos con 370 N y 470 N [16].

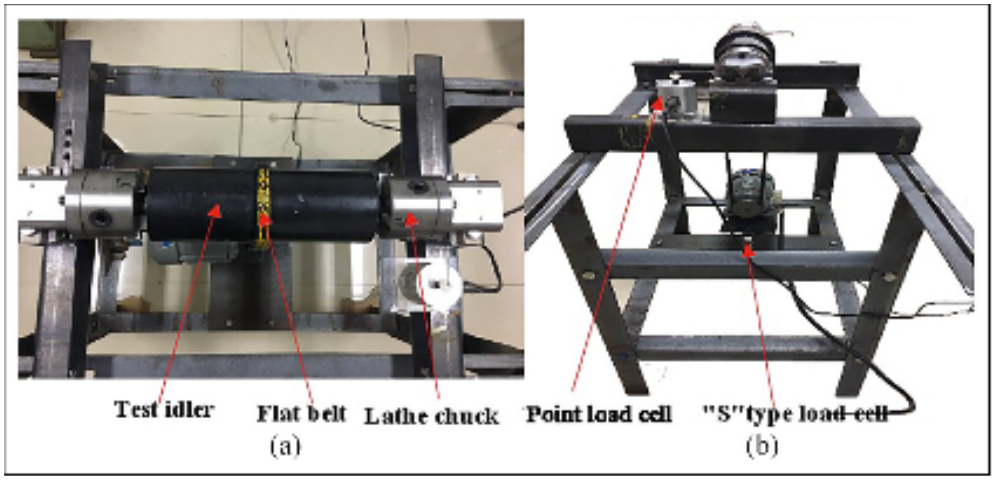


Figura 13. Estructura para pruebas de resistencia a la rotación desarrollada por Yan Lu (School of Electrical Engineering - Shanghai Dianji University).

VIII. Selección de diseño

La recopilación, tanto de normas como de máquinas de ensayos, permite establecer un parámetro y un contexto actual de lo que se realiza. Además, con esto es posible proceder a seleccionar conceptualmente el diseño adecuado para lo que se desea desarrollar.

Para lo anterior es importante destacar que los ensayos mostrados serían —según CEMA— tipo A dado que la carcasa del rodillo es la que gira mientras el eje se mantiene fijo. Existiendo un cierto consenso en la industria y la academia respecto a esta forma de realizar el ensayo. Esto puede ser una consecuencia de la búsqueda de reflejar con mayor exactitud la realidad operacional de los elementos.

Otra cuestión que vale la pena comentar y que varía en los ensayos mostrados es la manera en que la fuerza es aplicada. Ya que se tienen ensayos en donde la carga se realiza de manera más bien puntual, ya sea en un punto central, o dividida en dos puntos de aplicación. Mientras que otras pruebas utilizan una carga distribuida a lo largo del rodillo, siendo esto último más representativo, pero no en línea de las normas existentes.

También se observan diferentes respuestas al cómo se genera el movimiento al rodillo, en donde ya se comentó que lo mayormente aceptado es que la carcasa de este sea lo que gire. Sin embargo, se distinguen diferencia en cuanto a qué elemento le entrega el giro al rodillo. Lo que generalmente se utiliza son ruedas, ya sea una o varias, que tienen contacto con la carcasa y la hacen girar, además de aplicarles la fuerza que se requiere. Otra manera mostrada consiste en correas conectadas a un motor entregan directamente el movimiento y realizan la fuerza sobre el rodillo. En ambos casos la fuerza es controlada y es medida en todo instante mediante sensores y celdas de cargas.

Si bien la primera forma es más utilizada —en general— por la industria de proveedores, normas y algunas universidades que han realizado diseños propios presenta algunas dificultades en cierta manera para realizar una carga controlada sobre los rodillos. Por su parte, realizar la carga y entregar el giro mediante correas conectadas directamente facilita la aplicación y el control de la fuerza. Además, esta última presenta algunas ventajas ya que las bandas al ser elementos elásticos permiten poder realizar mediciones con diferentes valores, ya que variando la tensión mediante el mecanismo que se establezca cambia la fuerza aplicada.

La característica elástica de las bandas también podría representar una solución al problema ocasionado por la excentricidad que poseen los rodillos, ya que estos al no tener una sección perfectamente circular provocan fuerzas al girar y pasar por aquellas superficies mas alejadas del centro de giro. Por lo que, según lo que se dijo anteriormente la característica elástica de alguna manera podría colaborar con absorber aquellas fuerzas al variar su longitud y tensión momentáneamente.

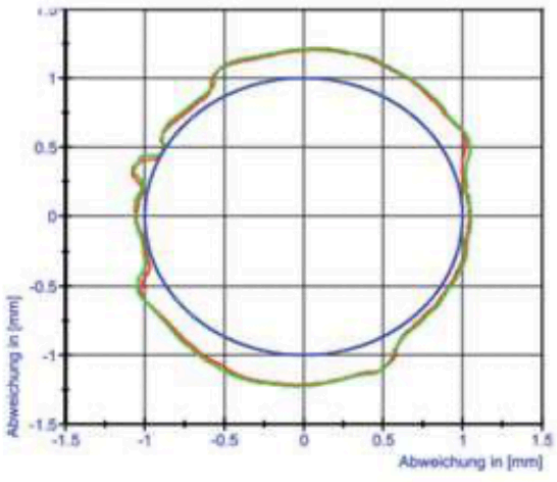


Figura 14. Medición de la geometría de un rodillo estándar.
(Fuente: ULMA Conveyor components).

En general y según los mostrado, las pruebas buscan replicar condiciones operacionales de los rodillos, variando la carga y la velocidad. Algunas presentan rangos mas amplios, presentan distintas maneras de procesar los datos experimentales y sus objetivos son múltiples. Siendo las pruebas de resistencia a la rotación una parte de varios ensayos que se hacen a rodillos.

Para efectos de esta memoria es necesario determinar un diseño a desarrollar. De manera conceptual la máquina iría en línea con lo mostrado anteriormente, es decir, buscando replicar las condiciones nominales de operación. Por lo que la elección del diseño tendría como características entregar movimiento a la carcasa del rodillo mediante correas, las cuales también simularían la carga o fuerza que se efectúa a este elemento durante la operación. Los valores de velocidad y fuerza podrían variar según los requerimientos del ensayo.

IX. Marco teórico

Siguiendo en línea con lo anterior y para poder realizar el diseño de una máquina de ensayos que pueda medir la resistencia a la rotación en rodillos es que se entregará una base teórica. La cual será útil para el posterior cálculo de componentes de la máquina.

Velocidad angular y tangencial

La velocidad angular media establece la razón entre el desplazamiento angular y el tiempo empleado en recorrerlo. Esta puede ser positiva o negativa según la dirección de giro del cuerpo rígido. En el Sistema Internacional (SI) su unidad de medida es el radián por segundo (rad/s). Sin embargo, en el campo de la ingeniería suelen utilizarse otras unidades como lo son las revoluciones por minuto (rpm), estableciendo la siguiente relación:

$$1 \text{ rpm } = \frac{2\pi}{60}\ rad/s \qquad \textbf{(5)}$$

En el movimiento de un cuerpo rígido en rotación diferentes puntos recorren diferentes distancias en un tiempo dado, dependiendo de la distancia con respecto al eje de rotación. Con esto se puede intuir que los diferentes puntos del cuerpo rígido presentan —a su vez— diferentes velocidades, las cuales corresponden a las velocidades tangenciales de estos puntos y que pueden ser calculadas mediante la siguiente ecuación:

$$\overrightarrow{v_t} = \vec{\omega} \times \vec{\rho} \qquad \textbf{(6)}$$

Donde $\vec{\omega}$ corresponde a la velocidad angular y $\vec{\rho}$ corresponde a la distancia del eje de giro. Su unidad de medida en el SI es el metro por segundo y se debe recordar que el vector velocidad siempre es siempre tangencial a la trayectoria.

Correas de transmisión

Las bandas o correas son elementos de máquinas flexibles utilizados para la transmisión de potencia. Estas van montadas sobre poleas, en donde, existe una rueda motriz que acciona la correa, permitiendo a esta última entregar movimiento al resto de las poleas mediante el uso de la fuerza de roce.

Su selección se realiza en base a los requerimientos previamente establecidos y la geometría de la instalación. Para esto los fabricantes y/o proveedores de correas entregan dentro de sus catálogos procedimientos paso a paso para la selección de las correas. El procedimiento que se detallará corresponde al entregado por DUNLOP en su manual [17].

Se define un coeficiente de corrección de la potencia que considera el tipo de motor, máquina conducida y horas de servicio. Por lo que la potencia corregida se calcula de la siguiente manera:

$$P_c = P \cdot F_{cp} \quad \textbf{(7)}$$

Donde P_c es la potencia corregida, P es la potencia a transmitir y F_{cp} es el factor de corrección de la potencia obtenida dentro del mismo manual.

Se obtiene la sección de la correa en función de la potencia corregida y la velocidad angular de la polea menor, con esto se ingresa al gráfico dispuesto en el manual.

Se calcula la relación de transmisión entre la poleas mayor y menor mediante la siguiente ecuación:

$$\mathrm{K} = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \quad \textbf{(8)}$$

Donde *K* es la relación de transmisión, *N* son las revoluciones por minuto de la polea menor, *n* son las revoluciones por minuto de la polea mayor, *D* es el diámetro de la polea mayor y *d* es el diámetro de la polea menor.

Para la elección del diámetro primitivo se utilizan tablas normadas según catálogo, estableciendo el diámetro de una polea se puede obtener el valor correspondiente a la otra, relacionándolas mediante la ecuación (8).

Otro aspecto que se debe considerar es la distancia entre los ejes centrales de cada polea que se puede obtener de las siguientes maneras:

$$\mathrm{I} \geq \frac{(K+1)\cdot d}{2} + d \quad ; para\ 1 \leq K \leq 3 \quad \textbf{(9)}$$

$$\mathrm{I} \geq D \quad ; para\ K \geq 3 \quad \textbf{(10)}$$

En donde *I* corresponde a la distancia entre ejes.

Con lo anterior se puede obtener la longitud primitiva de la correa para luego obtener el valor más próximo según tabla dispuesta en el manual. El valor de la longitud primitiva se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\mathrm{L} = 2 \cdot I + 1{,}57 \cdot (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot I} \quad \textbf{(11)}$$

Se debe considerar el factor de corrección de la longitud de la correa que compensa la prestación base para largos superiores a los recomendados por los fabricantes según la sección. Este valor se puede obtener según tabla normada por el manual.

El arco de contacto de la correa sobre la polea menor se determina como se muestra a continuación:

$$A_c = 180 - 57 \cdot \frac{(D-d)}{I} \quad \textbf{(12)}$$

Se debe considerar que con un ángulo de contacto de 180º se obtiene la prestación óptima de la correa. Sin embargo, generalmente el valor es menor lo cual afecta la vida útil de la correa. Es por esto que se debe corregir el valor mediante un factor de corrección que entrega el manual del fabricante.

Un aspecto básico para la selección de las correas corresponde a la velocidad que esta tendrá, la cual coincide con la velocidad tangencial del punto mas alejado de la polea. Este valor —generalmente— se utiliza en metros por segundos y se obtiene de la siguiente manera:

$$V_t = \frac{\pi \cdot d \cdot N}{60.000} \quad \textbf{(13)}$$

Se recomienda que este valor no supere los 30 m/s, en caso contrario se requerirán poleas especiales.

También se debe considerar la prestación base que se extrae de tabla entregada por el manual a la cual se le debe añadir la prestación adicional por relación de transmisión, obteniendo la siguiente ecuación:

$$P_{bk} = P_b + P_a \quad \textbf{(14)}$$

Para luego calcular la potencia efectiva por correa mediante los factores de corrección obtenidos anteriormente:

$$P_e = P_{bk} \cdot F_{cl} \cdot F_c \quad \textbf{(15)}$$

Finalmente se obtiene la cantidad de correas mediante la siguiente relación:

$$\text{Nº de correas} = \frac{P_c}{P_e} \quad \textbf{(16)}$$

Esfuerzos

Para el posterior cálculo y dimensionamiento de elementos de la instalación o arreglo de medición se hace necesario tener presente el concepto de esfuerzo. El cual se puede entender como una fuerza interna distribuida, siendo la reacción mecánica interna del material que acompaña a una deformación. Estos pueden normales —de tracción o de compresión— los cuales son simbolizados mediante la letra griega sigma *(σ)*, como también pueden ser tangenciales o cortantes siendo simbolizados por la letra griega tau *(τ)*. La manera de medir la intensidad del esfuerzo o esfuerzo unitario es mediante la relación de la intensidad de la fuerza que se aplica en el centro de gravedad de la superficie y el área de esta. Un esfuerzo normal uniformemente distribuido se puede obtener de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{\mathrm{F}}{\mathrm{A}} \quad \textbf{(17)}$$

Mientras que el cálculo de un esfuerzo cortante uniformemente distribuido es de manera similar, pero se utiliza el área transversal del cuerpo al cual se le aplica la fuerza.

$$\tau = \frac{\mathrm{F}}{A_t} \tag{18}$$

Ambos presentan como unidad de medida —en el Sistema Internacional— el N/m^2 o Pascal (Pa).

Si bien la anterior ecuación entrega el caso de un esfuerzo cortante puro, es común que este vaya acompañado por un esfuerzo flexionante. Este valor depende de la geometría del elemento al cual se le está aplicando la carga. Por ejemplo, para una sección transversal rectangular el valor máximo está dado por:

$$\tau_{máx} = \frac{3\mathrm{V}}{2\mathrm{A}} \tag{19}$$

Mientras que para una sección transversal circular se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_{máx} = \frac{4\mathrm{V}}{3\mathrm{A}} \tag{20}$$

En donde *V* corresponde a la fuerza cortante.

Para el esfuerzo normal ocurre una situación similar. De manera tal que se puede establecer el esfuerzo máximo de acuerdo a la geometría para elementos que están sometido a flexión. Esto está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{máx} = \frac{\mathrm{M}\cdot\mathrm{c}}{\mathrm{I}} \tag{21}$$

En donde *c* corresponde a la distancia máxima al eje neutro e *I* corresponde al momento de inercia de la sección transversal.

Por último, es pertinente establecer una teoría de falla. En este caso se utilizará la teoría de máxima energía de distorsión también llamada teoría de von Mises. Esta supone que ocurre fluencia cuando la energía de distorsión iguala a la de tracción simple en la fluencia.

En esta teoría se utiliza el esfuerzo de von Mises además de las componentes xyz del esfuerzo tridimensional, el cual se puede calcular de la siguiente manera:

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right) \right]^{1/2} \quad \textbf{(22)}$$

Este valor es útil para poder compararlo con la resistencia a la fluencia del material con el cual se está diseñando, estableciendo la siguiente relación:

$$\sigma_{vm} \leq \frac{S_y}{n} \quad \textbf{(23)}$$

En donde S_y corresponde a la resistencia a la fluencia del material y *n* corresponde al factor de seguridad de diseño [18].

Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son elementos que transforman la energía hidráulica en energía mecánica generando un movimiento lineal. Son altamente utilizados en aplicaciones donde la fuerza de empuje es elevada. Para el cálculo de la

fuerza generada por el cilindro en la extensión del pistón se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\mathrm{F}_{extensión} = \mathrm{P} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \textbf{(24)}$$

$$\mathrm{F}_{retracción} = \mathrm{P} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad \textbf{(25)}$$

En donde *P* corresponde a la presión de operación, *D* corresponde al diámetro interior del cilindro y *d* corresponde al diámetro del vástago del pistón. Es prudente en algunos casos multiplicar las expresiones anteriores por un factor debido a las pérdidas por el coeficiente de rozamiento ya sea de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro.

También cabe destacar que estos cálculos debieran ser referenciales y ajustarse al catálogo entrega por los fabricantes, en donde entregan tablas y gráficos con ambas fuerzas según los parámetros establecidos.

Celdas de carga

Las celdas de carga son ampliamente utilizadas para medir peso en diversas aplicaciones industriales. De manera general, estas consisten en un elemento de muelle, comúnmente de acero o aluminio, sobre el cual se instalan galgas extensométricas. Estos elementos presentan una mínima elasticidad, es decir, se deforma ligeramente cuando recibe una carga y vuelve a su forma original cuando deja de recibirla. Las deformaciones que este presenta pueden ser medidas con ayuda de las galgas extensométricas, en donde, además, un dispositivo electrónico interpreta la deformación de la galga y entrega el valor de la carga.

Las galgas extensométricas son conductores eléctricos firmemente unidos a una película, siguiendo un patrón sinuoso. Cuando se ejerce tracción sobre la película esta se alarga, mientras que cuando se ejerce compresión esta se acorta. Las deformaciones que sufre producen variaciones en la resistencia de los conductores eléctricos. Estas variaciones se pueden relacionar con la deformación, dado que la resistencia aumenta de forma proporcional a la elongación y disminuye con la contracción. Cabe destacar que las galgas están fijadas al elemento de muelle, por lo tanto, realizan los mismos movimientos que este y generalmente se disponen en un circuito de puente o puente de Wheatstone.

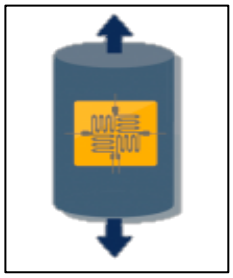


Figura 15. Ejemplo de puente de Wheatstone:
Cuatro galgas extensométricas formando un anillo.
(Fuente: Raien Ingeniería y Sistemas)

Las celdas pueden ser de diferentes tipos para, también, diferentes aplicaciones. Dentro de las más comunes están las celdas monoplato siendo una única celda de carga bajo una plataforma sobre la cual se ubica un peso, las celdas tipo viga a flexión en donde se colocan varias celdas de carga bajo una estructura de acero que se carga con peso, las de compresión que se colocan varias celdas de carga de alta capacidad bajo una estructura de acero que se carga con peso y las de tracción en donde se suspende un peso desde una o más celdas de carga.

X. Diseño

En este capítulo se desarrollarán cálculos en base a lo descrito en la sección anterior. Con esto se busca obtener el dimensionamiento de partes y componentes de la máquina de ensayo.

Para lo anterior se hace necesario tener que especificar requerimientos de la máquina de ensayo que vayan en línea con los objetivos de esta memoria. Es decir, se debe entregar al rodillo una velocidad de giro similar a la que tendrá durante su vida de operación en faena. Misma situación para la fuerza radial a la cual serán sometidos.

Velocidad

La velocidad de las correas transportadoras en instalaciones actuales ronda los 7 m/s. Es por esto que las correas de transmisión de movimiento deberán tener el valor cercano al anteriormente mencionado. Cabe recordar que las correas estarán conectadas a un rodillo motriz ubicada en la parte inferior de la estructura. Estas son vitales para entregar movimiento y aplicar la fuerza de carga sobre el rodillo a ensayar.

Utilizando las ecuaciones (5) y (6) y estableciendo un diámetro de polea motriz de 200 mm se obtiene que la velocidad angular o de giro de esta debe ser de 668 rpm.

Se debe tener en cuenta que este valor es referencial y a medida que se vayan desarrollando cálculos de otros componentes, este se irá ajustando.

Cálculo de correa de transmisión y poleas

La correa de transmisión será la encargada de transmitir la potencia desde la polea del motor eléctrico hacia la polea que comparte eje con el rodillo motriz. Esta debe tener una relación de transmisión acorde al requerimiento de velocidad de giro expresada con anterioridad. Además, se deben especificar los diámetros de estas según estándar de fabricantes.

Entonces, en primer lugar, se establece la potencia que se transmite a la polea motriz conectada al motor. Este valor debe ser corregido de acuerdo al servicio que se busca que para esta situación sería de 1,2 para un servicio normal de 8 a 15 horas diarias, por lo que la potencia corregida sería la siguiente:

$$P_c = 1{,}25 \text{ HP} \cdot 1{,}2 \ = \ 1{,}5 \text{ HP}$$

Con el valor anterior y la velocidad de giro del motor se obtiene la sección de correa recomendada según fabricante. Procedimiento mostrado en la figura 16. [17].

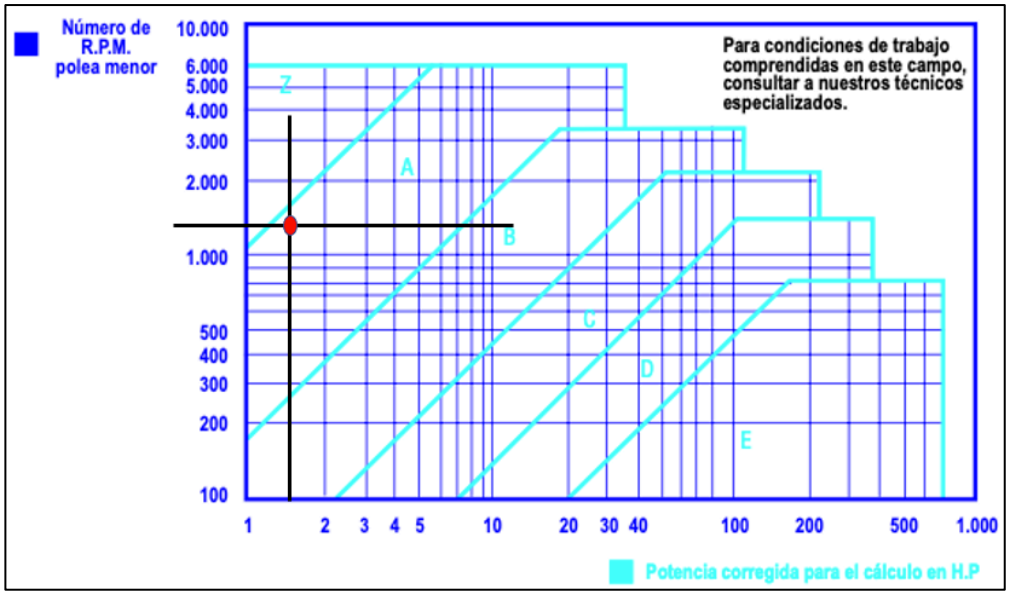


Figura 16. Selección sección correa.

Para este caso se obtiene que se requiere una sección de correa tipo A.
El siguiente paso refiere al cálculo de la relación de transmisión entre poleas, en este caso y según los requerimientos entregados anteriormente, además con el uso de la ecuación (8) se obtiene $\mathrm{K} = 2{,}1$.

Con esto es posible comenzar a definir los diámetros —estandarizados— de las poleas conectadas por la correa según catálogo. De donde se obtuvieron los siguientes valores:

$$d = 90\ mm \quad ;\ Polea\ motriz$$
$$D = 200\ mm\ ;\ Polea\ conducida$$

Luego se debe establecer la distancia entre ejes de las poleas conforme al diseño necesario cumpliendo los requerimientos entregados por la ecuación (9). En este caso y dado que la relación de transmisión K se encuentra entre 1 y 3, es que se calcula el valor conforme a esto. Quedando definida la distancia entre centros en $\mathrm{I} = 500\ \mathrm{mm}$.
Lo anterior sirve para dar paso al cálculo de la longitud primitiva conforme a la ecuación (11), este valor debe ser adaptado al estándar entregado por el fabricante. Siendo el valor más cercano el correspondiente a $\mathrm{L} = 1459\ \mathrm{mm}$.

El resto de parámetros se obtiene según lo expresado dentro del marco teórico y ajustándose al catálogo.
Por lo que finalmente se determina que para este diseño se necesitan 1 correa sección A Nº 56 para transmitir la potencia definida con anterioridad.

Para destacar, se obtuvo que la correa tendrá una velocidad tangencial $V_t = 6{,}7\ \mathrm{m/s}$, valor que es necesario verificar dado que debe ser menor a los 30 m/s evitando así el uso de poleas especiales.

Correas de carga

Las correas que realizarán la fuerza de manera radial en el rodillo de prueba simularán la carga a la que se ven sometidos estos elementos durante su operación. Si bien existen fuerzas de radiales estandarizadas bajo norma para pruebas, se ha establecido que estas son insuficientes para los requerimientos actuales de las instalaciones. La idea de la máquina que se desarrollará en esta memoria es superar los actuales estándares de pruebas y acercarse a lo expuesto en la recopilación de ensayos de laboratorios. Para efectos de diseño se utilizará una fuerza máxima de aplicación de 5 kN, la cual se alcanzará con la ayuda de un sistema hidráulico.

Las correas para tal efecto siguen el mismo método de selección del ítem anterior. Teniendo en cuenta que existen parámetros que cambian, dado que estas correas conectan un rodillo motriz de carga (que puede variar su altura dentro de la estructura) con el rodillo que será sometido a prueba, considerando que este último varía su diámetro conforme al ensayo. Para efectos de cálculo se considerarán rodillos F8 (ver tabla 2), es decir, de 8 pulgadas (≈ 200 mm) de diámetro. Mismo valor que se utilizará para el rodillo motriz.

En complemento a lo anterior, cabe señalar que hay parámetros que se mantienen, pero cambiando el rol dentro del mecanismo como es el caso de velocidad de giro, que para este caso en el rodillo motriz es de 668 rpm y la potencia de 1,5 HP. Por lo que las correas serán de tipo A y con una relación de transmisión de K = 1.

Adicionalmente se establece una distancia entre centros de los rodillos de 800 mm que da paso a una longitud primitiva de correa estándar de 2245 mm. Al desarrollar los cálculos y ajustándose al catálogo de fabricante se obtiene que se requieren 2 correas sección A Nº 87 para transmitir los requerido. Aunque

este valor puede ser modificado en vista de la gran fuerza que deben ejercer al rodillo de prueba.

Descripción de la estructura

La estructura de la máquina de ensayo consta de dos niveles claramente distinguibles. La parte inferior que cuenta con el rodillo motriz, el motor, cilindros hidráulicos, entre otros, enfocados a generar las condiciones requeridas para el ensayo. Esta, además, posee una parte que puede moverse de manera lineal ascendente y descendente en conjunto con el rodillo motriz y las correas de carga con la ayuda de los cilindros hidráulicos.

Mientras que la parte superior está orientada a la adquisición de datos y a posicionar el rodillo que se ensayará. Posee un marco fijo apoyado en cuatro columnas y una parte ajustable en un perfil ranurado que permite movilidad de los apoyos cuando se requieran distintos largos de rodillos a ensayar.

Lo que se busca en este ítem es poder dimensionar gran parte de la máquina. Teniendo como criterio la rigidez de la estructura sobretodo en la parte superior, dado que es el lugar de la adquisición de datos y se debe contar con una precisión en los ensayos. Si bien se utilizará la resistencia de los materiales, esta tendrá como objetivo ser una referencia a la hora de realizar cálculos adicionales, como determinar las dimensiones de acuerdo a una deflexión máxima.

La parte inferior posee cuatro perfiles cuadrados a través de los cuales la placa que sostiene el rodillo motriz desciende o asciende de forma guiada, ayudada por la fuerza de empuje de los cilindros. De esta manera es posible generar una extensión de las correas que cargan al rodillo ubicado en la parte superior. Siendo esta última monitoreada por celdas de cargas ubicadas en los apoyos.

Dado que la fuerza máxima que se quiere aplicar durante el ensayo es de 5000 N se hace necesario que la suma de las fuerzas máximas de cada cilindro alcance este valor. Por lo anterior, y de acuerdo con la ecuación (24), se presenta la tabla 4 en donde se muestran algunas combinaciones de presión y diámetro conformes a la fuerza requerida de 2500 N.

Tabla 4. Combinaciones presión y diámetro.

Presión bar	Diámetro mm
10	56
15	46
20	40
25	36
30	33
35	30

Elección de cilindros

En el ítem anterior se menciona la fuerza de los cilindros que desplazan la parte inferior de manera lineal y tensan las correas que cargan al rodillo de prueba, además se presentó la tabla 4 que muestra algunas combinaciones de presión y diámetro que lograrían la fuerza unitaria de 2500 N. Bajo esto se escoge un valor de 40 mm, ya que resulta ser un diámetro que puede ser encontrado en el mercado y funciona con una presión comparativamente baja. El tipo de cilindro correspondería a uno como el mostrado en la figura 17.

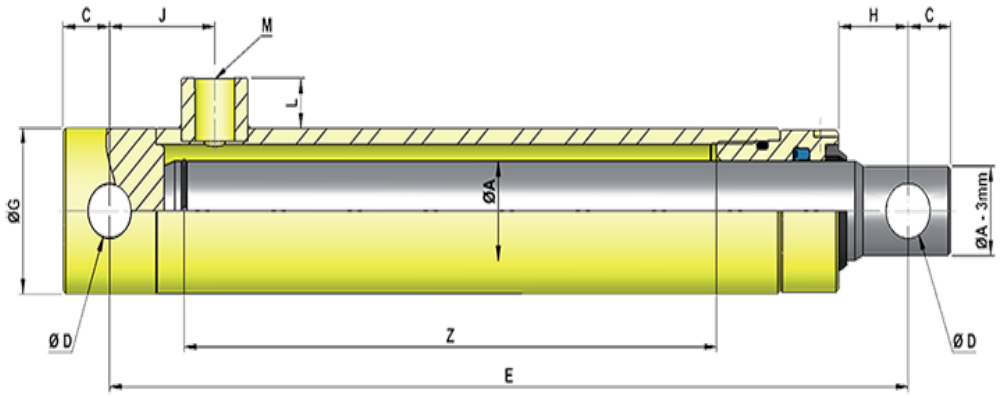


Figura 17. Diseño para cilindros ØA de 25 a 40 mm.

(Fuente: Cicrosa hidráulica).

El resto de las medidas son entregadas por el fabricante y consta de los siguientes valores:

Tabla 5. Medidas cilindro hidráulico Ø40 mm.

REF	ØA	Z Carrera	E	C	D	G	H	J	L	M BSP	Vol. (L)	Juego Juntas	Peso (kg)
640/2	40	200	330	22	23	60	32	47	15	3/8	0.39	J640	6

Circuito hidráulico

Una vez seleccionados los cilindros se hace necesario establecer el circuito para que ambos funcionen en paralelo en donde también se mostrarán los componentes que complementan el sistema.

Para comenzar se debe establecer una bomba que sea capaz de entregar el fluido con la presión de trabajo requerida que para este caso es de 20 bar y con volumen suficiente para alimentar los cilindros. Entonces, es conveniente una unidad hidráulica motorizada como la mostrada en la figura 18, que consta de

una válvula regulable de 0 a 700 bar, caudal constante de 1000 cm^3 por minuto y un volumen utilizable de fluido de 10.000 cm^3.

Figura 18. Bomba hidráulica motorizada BMO 10000.
(Fuente: Hidratools S.A).

Esta cumple con algunos requisitos necesarios para el funcionamiento en paralelo de los cilindros que desplazarán hacia abajo la plataforma inferior. La representación del funcionamiento del circuito se puede observar en la figura 19 mostrada a continuación.

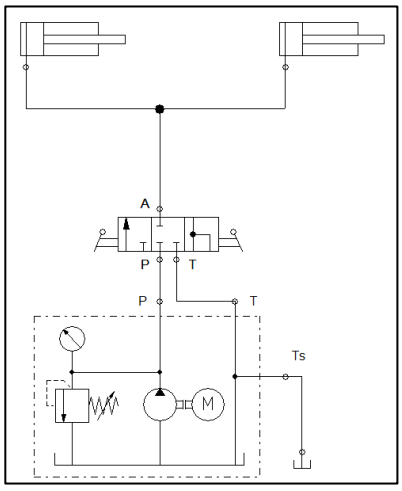


Figura 19. Circuito hidráulico máquina de ensayos.
(Elaboración propia).

Este circuito consta de la unidad motriz que se describió anteriormente en donde se puede dar paso accionando manualmente la válvula —de 3 vías, 3 posiciones y centro cerrado— a la alimentación de los cilindros. Entre la válvula y los cilindros existe una conexión que permite dividir el caudal en partes iguales y sincronizar de esta manera el avance de los cilindros. Esto es posible dado que los cilindros presentan las mismas dimensiones y la carga que deben desplazar es la misma. El retroceso de estos es realizado con la ayuda de las correas tensoras, ya que al accionar la válvula con retorno a tanque, los cilindros pierden presión, las correas vuelven a su longitud original y los vástagos se retraen.

La fuerza de carga que se ejercerá sobre el rodillo a ensayar estará siendo monitoreada con una fuente externa, de manera tal que cuando se logre el valor requerido se podrá detener el avance de los cilindros, con el fin de realizar las mediciones correspondientes con una fuerza de carga constante.

Arreglo de medición

Dado que el objetivo es poder construir una máquina que realice ensayos resulta indispensable monitorear las variables involucradas en esta actividad. Como parámetros del ensayo se busca establecer la velocidad y la carga, por lo que es necesario medir la fuerza a la cual está siendo sometido el rodillo de prueba y la velocidad de giro que este tiene. Además, es fundamental poder establecer el arreglo que registrará la resistencia a la rotación.

El rodillo a ensayar, ubicado en la parte superior de la estructura, requiere tener un soporte para el eje propio. Cabe recordar que el eje se mantiene fijo durante su operación, por lo que se busca replicar tal condición durante el ensayo. Este requerimiento, a la vez, se conjuga con la necesidad de monitorear la fuerza de carga que se ejerce sobre el.

Una forma en la que se mide la fuerza es mediante celdas de carga de punto único, a la cual se le instala una superficie en la parte superior en donde se efectúa la carga. De esta manera se genera una compresión en la celda pudiendo obtener el valor de manera continua. Por la forma que tienen los rodillos se hace conveniente incorporar dos celdas que monitoreen las fuerzas de apoyo en los extremos de este, siendo la suma de estas el valor de carga sobre el elemento ensayado. Un esquema del arreglo correspondería al mostrado en la figura 20, en donde la celda de carga se resalta de color azul.

También es importante señalar que el arreglo que se realizará en la superficie superior de la celda servirá de apoyo para el eje del rodillo. Este último presenta —a su vez— un arreglo propio, dado que se le instala una especie de casquillo que sirve para alargar el eje propio, disminuir el desplazamiento horizontal y poder montarlo de forma mas efectiva sobre la plataforma de la celda descrita.

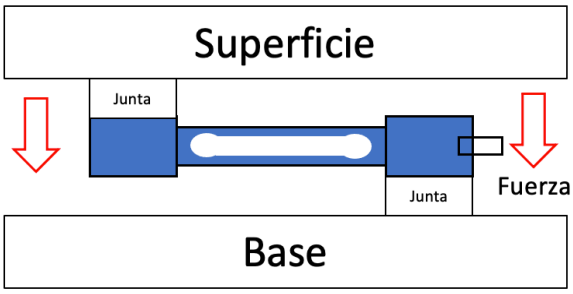


Figura 20. Esquema funcionamiento celda de carga de apoyo.
(Elaboración propia).

Una celda posible que serviría para tales requerimientos se muestra en la figura 21, la cual consta de una capacidad máxima de 500 kg. Además, soporta una superficie de arreglo como el mostrado en la figura 20 de 60x60 cm.

Figura 21. Célula de carga de un solo punto MT1260-500.
(Fuente: Mettler Toledo).

Otro arreglo fundamental que se debe montar en la máquina es aquel que busca adquirir el valor de la resistencia a la rotación del rodillo, objetivo último de esta memoria. Para esto se sigue lo propuesto por la norma DIN 22112-3, lo cual es similar a lo que utilizan otros autores, como se mostró en el capítulo VII. El arreglo consiste básicamente en trasladar la fuerza mediante un brazo que en su extremo ejerce una carga sobre una celda de medición. Esta celda cuenta con un rango de medición de 0 – 30 N y con una precisión del 0,03%. El principio de esta medición es mostrado en la figura 22.

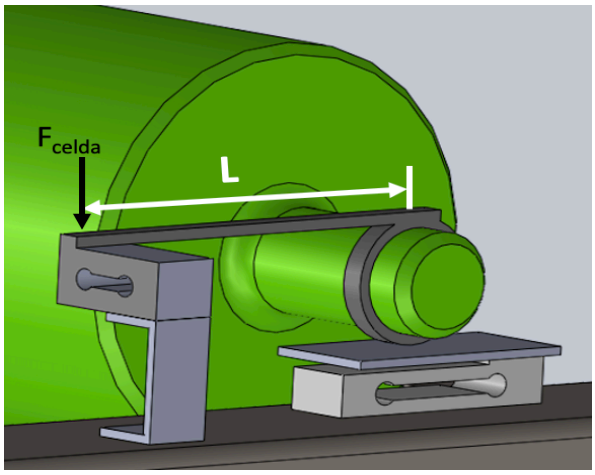


Figura 22. Esquema de funcionamiento medición resistencia a la rotación.
(Elaboración propia).

En base al funcionamiento mostrado en la figura anterior es posible plantear la siguiente ecuación:

$$F_R \cdot \frac{d}{2} = F_{celda} \cdot L \quad \textbf{(26)}$$

Por lo que:

$$F_R = \frac{2F_{celda} \cdot L}{d} \quad \textbf{(27)}$$

En donde F_R corresponde a la resistencia a la rotación del rodillo, d corresponde al diámetro del rodillo, F_{celda} corresponde a la fuerza registrada en la celda de carga y L es el brazo de torque.

Como complemento a las celdas es necesario establecer un amplificador con el fin de poder procesar la información que estas entregarán al variar su voltaje. Para ambas celdas, el proveedor, mencionado en las figuras anteriores, recomienda el modelo "ATO-S-LCTR-DY610", mostrado en la figura 23. La cual, también, muestra su lugar dentro de la configuración.

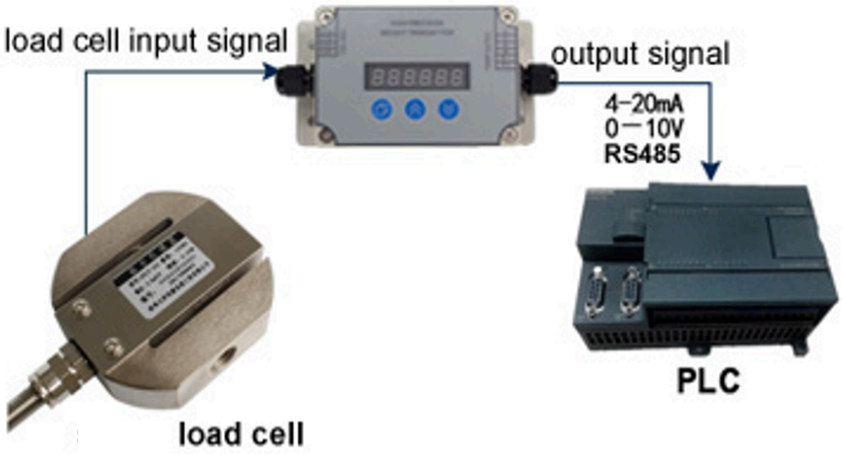


Figura 23. Amplificador de celda de carga.
(Fuente: Mettler Toledo).

Dimensionamiento de estructura[*]

En primera instancia y dado que en el ítem anterior se mencionó el lugar en donde se posicionaría el eje del rodillo y el arreglo de medición, es que ahora se describen los perfiles que soportan ambas cosas. Estos serían de acero A36 de 600 mm de largo, que coinciden con el ancho de la máquina, y que además pueden fijarse transversalmente según el largo que se requiera para el rodillo Este elemento, de sección rectangular, presenta el siguiente diagrama de cuerpo libre:

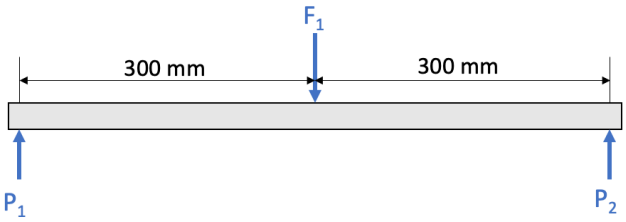


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre perfil rectangular.
(Elaboración propia).

Dada la figura 24 se plantea la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{P_1 + P_2 - F_1 = 0} \qquad \textbf{(28)}$$

En donde P_1 y P_2 corresponde a la reacción generada por lo apoyos y F_1 corresponde a la fuerza ejercida por el eje del rodillo sobre este elemento. Dado que el rodillo tiene dos apoyos, la fuerza de carga (5000 N) y el peso propio (730 N) se divide en partes iguales, es decir, que la fuerza F_1 sobre el perfil rectangular es de 2865 N. Por lo que al utilizar lo anterior en la ecuación (28) se obtiene que $P_1 = P_2 = 1432{,}5$ N.

[*] Durante este capítulo principalmente se utiliza el catálogo de aceros de Prodalam [19].

Con esto y en conjunto con la información de catálogos comerciales existentes se ponen a prueba perfiles de igual alto y ancho pero de distinto espesor. Buscando verificar que este elemento cumpla con requisitos de resistencia como también para conocer la deflexión que sufrirá. Para esto se utiliza las características de un acero A36 que presenta un S_y = 250 MPa y un módulo de elasticidad de 210.000 MPa. Se destaca el elemento adecuado para la situación en la tabla 6.

Tabla 6. Características y comportamiento perfil rectangular frente a carga.

Perfil comercial	**Inercia mm^4**	**Deflexión mm**	**Momento máx. N·mm**	**W mm^3**	**Esfuerzo máx. MPa**
50x100x3	360600	0,17	429750	14420	30
50x100x4	449500	0,14	429750	16980	25
50x100x5	520900	0,12	429750	20830	21

Los perfiles descritos se fijarán en una ranura de manera tal de poder ajustar su posición de acuerdo al largo del rodillo que se desea ensayar, teniendo como rango rodillos de 500 a 1200 mm. Esta se ubicaría en un perfil ángulo de 1600 mm de largo, siendo este también similar al largo máximo de la máquina y tendría el siguiente diagrama de cuerpo libre:

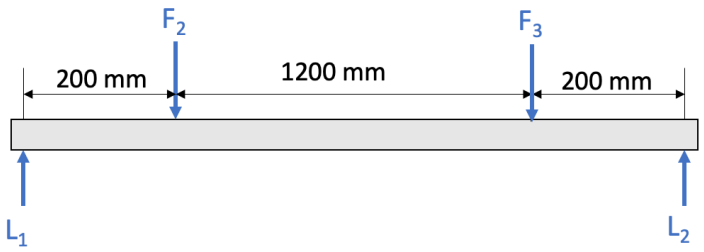


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre perfil ángulo.
(Elaboración propia).

Dada la figura 25 se plantea la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{L_1 + L_2 - F_1 - F_2 = 0} \qquad \textbf{(28)}$$

En donde L_1 y L_2 corresponden a las reacciones generadas en los apoyos, F_2 y F_3 corresponden a las fuerzas ejercidas por los perfiles rectangulares sobre el perfil ángulo, siendo estos valores iguales a P_1 y P_2 calculados anteriormente, es decir, $F_2 = F_3 = 1432{,}5$ N.

Nuevamente se utilizan catálogos comerciales para poder utilizar perfiles existentes y, además, se conservan las propiedades mecánicas anteriores. Según esto en la tabla 7 se muestra el comportamiento del perfil con distintas medidas bajo la situación descrita. Se destaca el elemento seleccionado.

Tabla 7. Características y comportamiento perfil ángulo frente a carga.

Perfil comercial	**Inercia mm^4**	**Deflexión mm**	**Momento máx. N·mm**	**W mm^3**	**Esfuerzo máx. MPa**
100x100x6	1125100	0,38	286500	15580	18
100x100x5	954700	0,45	286500	13130	22
100x100x4	777500	0,55	286500	10630	27
80x80x6	560500	0,76	286500	9800	29
65x65x6	291100	1,47	286500	6340	45

Además, se debe tener en consideración que estos perfiles deben mantener su paralelismo, cuestión que será ayudada por las columnas cuadradas sobre las cuales van montadas. Estas corresponderían, entonces, a cuatro perfiles de sección cuadrada que se ubicarían en las esquinas de la estructura siendo el sostén de los perfiles angulares pero además cumplirían con la función de mantener a estos de manera paralela, ya que se agregaría una barra entre perfiles

cuadrados cercanos de forma perpendicular a los perfiles angulares. Se presenta el diagrama de cuerpo libre de los perfiles cuadrados que sirven de sostén para los perfiles ángulo:

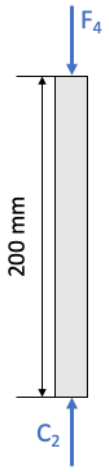


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre perfil cuadrado.
(Elaboración propia).

Donde C_2 corresponde a la reacción provocada por su base y F_4 corresponde a la fuerza ejercida por el apoyo del perfil angular, es decir, $F_4 = L_1 = 1432{,}5$ N, y por ende, $C_2 = F_4$. Con estos datos es posible realizar un análisis a este perfil.

Como la columna está sometida a compresión es pertinente determinar su comportamiento al pandeo. Para esto, nuevamente se utilizan los datos entregados para el acero A36. En la tabla 8 se puede apreciar el comportamiento del perfil y se destacada el seleccionado.

Tabla 8. Características y comportamiento perfil cuadrado frente a carga.

					Pandeo				
Perfil comercial	**Área mm^2**	**Inercia mm^4**	**W mm^3**	**Esfuerzo máx. MPa**	**k mm**	**l/k**	**$(l/k)_1$**	**Tipo columna**	**P_{cr}/A MPa**
75x75x6	1563	1194800	31860	0,92	27,6	7,25	128,77	Johnson	248
75x75x5	1336	1059200	28950	1,07	28,2	7,10	128,77	Johnson	248

El perfil al poseer características de columna corta presenta buena resistencia al pandeo y su área efectiva resiste bien a la compresión. Este perfil irá sobre un viga tipo IPN la cual presenta un largo de 600 mm. Esta viga deberá sostener dos perfiles cuadrados en su parte superior, mientras que en su parte inferior se apoya un cilindro hidráulico y dos columnas que finalizan en el piso o fundación.

Se piensa en esta geometría debido justamente a lo que se mencionó anteriormente, dado que cumple con requisitos de superficie para instalar otros elementos y además presenta buenas características físicas y mecánicas. Según la descripción anterior se presenta el diagrama de cuerpo libre:

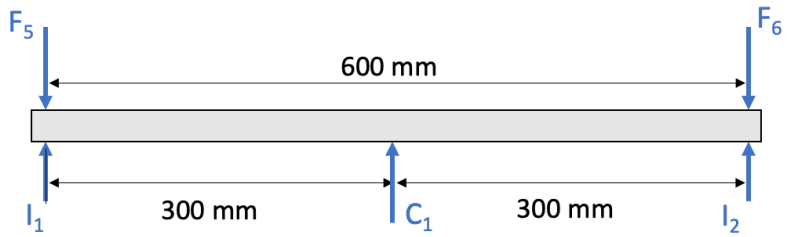


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre perfil IPN.

(Elaboración propia).

Dada la figura 27 se plantea la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{I_1 + I_2 + C_1 - F_5 - F_6 = 0} \qquad \textbf{(29)}$$

En donde I_1 e I_2 corresponden a las reacciones provocadas por los apoyos de la viga, C_1 corresponde a la fuerza del cilindro hidráulico que tiene como máximo 2500 N y por último F_5 y F_6 corresponden a la fuerza ejercida por los perfiles cuadrados sobre la viga IPN, siendo $F_5 = F_6 = C_2 = 1432{,}5$ N.

Con estos datos ya es posible realizar un análisis con diferentes medidas para perfiles IPN entregadas por catálogos. Esto se puede apreciar en la tabla 9, en donde se destaca la seleccionada.

Tabla 9. Características y comportamiento perfil IPN frente a carga.

Perfil comercial	Inercia mm^4	Deflexión mm	Momento máx. MPa	W mm^3	Esfuerzo máx. MPa
IPN 160	9350000	0,006	375000	117000	3,2
IPN 180	14500000	0,004	375000	161000	2,3
IPN 200	21400000	0,003	375000	214000	1,8
IPN 220	30600000	0,002	375000	278000	1,3
IPN 240	42500000	0,001	375000	354000	1,1

Los perfiles IPN que se sometieron a prueba presentaron un buen comportamiento frente a las cargas que se verán enfrentados. Se selecciona entonces el perfil IPN 200 debido a que presenta dos superficies planas de 90 mm de ancho, las cuales son suficientes para poder instalar los otros elementos que se mencionaron. Sin embargo, con el fin de mejorar la rigidez de este perfil y de la estructura en general, es que se busca instalar atiesadores en el alma de esta. Producto de que esta parte de la máquina se ve afectada a la flexión originada por la fuerza que tiene su línea de acción en el centro.

Lo anterior es debido a que los perfiles IPN, si bien, presentan un buen comportamiento producto de su gran inercia respecto al eje transversal de su geometría, esto no ocurre con respecto al otro eje principal, por lo que se hace propenso a sufrir fallas en torno a esa dirección. En específico, para un IPN 200, su inercia mayor (I_x) alcanza los 2140 cm^4, mientras que la inercia I_y es de 117 cm^4.

Los atiesadores, entonces, se disponen de manera perpendicular al alma de la viga, como se aprecia en la figura 28, y con esto la inercia aumenta de 117 cm^4 a 949 cm^4, cumpliendo con el objetivo de reforzar la zona. Cabe destacar que los puntos seleccionados a reforzar son aquellos considerados críticos y en donde se aplican las cargas.

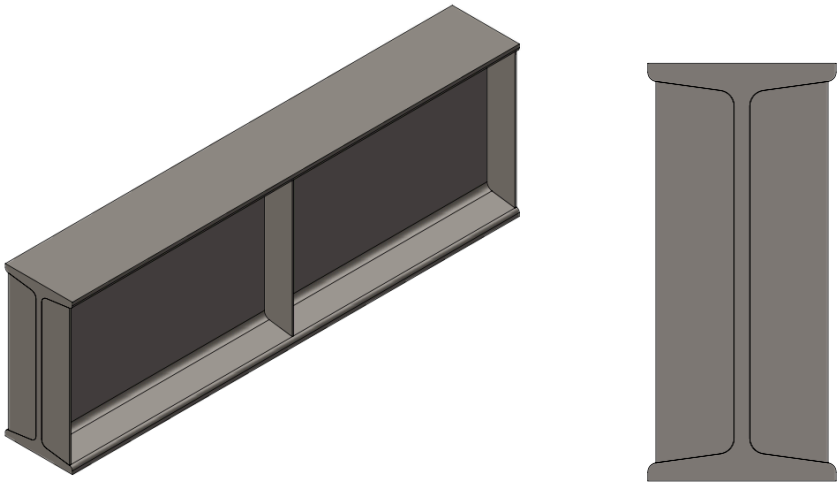


Figura 28. Perfil IPN con refuerzos.
(Elaboración propia).

Dentro de los elementos que interactúan con esta viga están las columnas que tienen dos funciones principalmente: ser el último sostén de la máquina fijándola al suelo, y ser guía para el deslizamiento de la mesa que el cilindro

hidráulico empuja hacia abajo para realizar la fuerza de carga. Respecto a este punto cabe recordar que existe simetría con el otro extremo de la máquina, existiendo en el punto medio la instalación de la unidad motriz (motor y rodillo motriz, principalmente).

Estas columnas serían de sección cuadrada y presentan el siguiente diagrama de cuerpo libre:

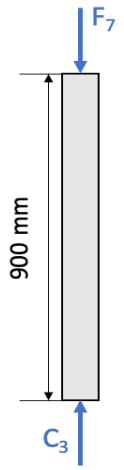


Figura 29. Diagrama de cuerpo libre perfil cuadrado inferior.
(Elaboración propia).

En donde C_3 corresponde a la reacción generada por el apoyo del perfil y F_7 corresponde a la fuerza generada por el apoyo de la viga IPN descrita anteriormente, por lo que, $F_7 = I_1 = 182{,}5$ N. Por lo que, también se tiene que $C_3 = 182{,}5$ N.

Con el valor de la fuerza es posible utilizar información comercial para poder realizar un análisis a los perfiles con las distintas geometrías que se podrían seleccionar. Como esta columna se encuentra en compresión se analiza su comportamiento al pandeo como también su esfuerzo bajo compresión con el área entregada por el fabricante.

Si bien estas columnas puede que presenten un buen comportamiento se hace la recomendación de evaluar la posibilidad de integrar refuerzos perpendiculares a la geometría con el fin de mantener la forma que adquiere la máquina en su conjunto.

El análisis del comportamiento del perfil frente a las fuerzas se presenta en la tabla 10.

Tabla 10. Características y comportamiento perfil cuadrado inferior frente a carga.

					Pandeo				
Perfil Comercial	**Área mm^2**	**Inercia mm^4**	**W mm^3**	**Esfuerzo máx. MPa**	**k mm**	**l/k**	**$(l/k)_1$**	**Tipo columna**	**P_{CR}/A MPa**
75x75x4	1095	901900	24050	0,17	28,7	31,3	128,7	Johnson	243
75x75x5	1336	1059200	28950	0,14	28,2	31,9	128,7	Johnson	242
75x75x6	1563	1194800	31860	0,12	27,6	32,6	128,7	Johnson	242
100x100x4	7038	2228900	44580	0,03	38,9	23,1	128,7	Johnson	246

Se observa que estas columnas presentan un buen comportamiento frente a las cargas. Entonces se debe destacar que serán cuatro columnas con las mismas dimensiones que el perfil cuadrado ubicado en la parte superior, es decir, es un perfil 75x75 mm y espesor de 6 mm. Se opta por un largo de 900 mm debido a que esta longitud es mayor a la de los cilindros y su carrera, ya que este elemento tiene un desplazamiento paralelo.

Ya se describió la estructura superior y la parte externa de la máquina, sin embargo falta caracterizar la estructura que posee movimiento ascendente y descendente gracias a los cilindros como también la estructura que va en la parte

interna y que soporta al rodillo motriz. Siendo la idea de esto es que posea una estructura similar a lo mostrado.

Se mencionó que los cilindros hidráulicos harán contacto en su parte superior con la viga IPN, siendo estos fijados, debido a su geometría con una placa y pasadores. Mientras tanto que su parte inferior, correspondiente al vástago, irá fijada de la misma manera con un pasador en el ojo del vástago y anclada con un placa sobre una pieza plana. Esta última presenta una geometría particular debido a que debe resistir el empuje que genera el cilindro para desplazar la estructura hacia abajo y además soporta dos perfiles ángulos que cruzan longitudinalmente la estructura de la máquina en su parte inferior, de manera similar a como lo hace esta misma geometría en la parte superior.

Esta pieza debido a su ubicación y función dentro de la máquina es que debe soportar grandes cargas. De modo esquemático se puede ver un diagrama de cuerpo libre de la pieza con sus principales dimensiones en la figura 30.

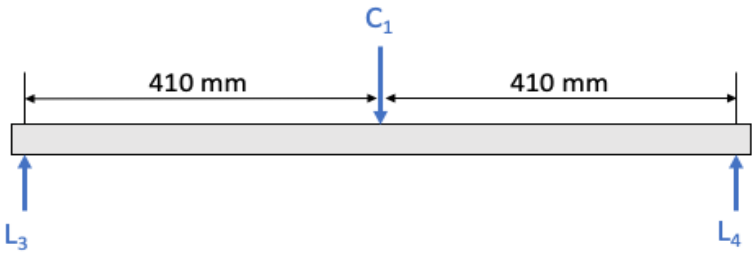


Figura 30. Diagrama de cuerpo libre pieza de apoyo.
(Elaboración propia).

En donde C_1 corresponde a la fuerza ejercida por el cilindro y L_3 y L_4 corresponden a las fuerzas ejercidas por perfiles ángulos que cruzan longitudinalmente la máquina en su parte inferior.

Como se puede apreciar en el diagrama de cuerpo libre esta pieza presenta cargas que la conducen a una flexión considerable, es por esto que se debe pensar en una pieza que presente una buena condición de rigidez para soportar dicha condición. En términos generales la pieza tratada presenta un geometría especial en cuanto a su conformación pero siguiendo la lógica de evitar lo máximo posible las deflexiones.

Bajo lo anterior se describe que la pieza está basada en un plancha de acero con placas soldadas de refuerzo en su parte inferior, de manera tal de aumentar su inercia con respecto a su eje transversal. Además, presenta dos agujeros de forma cuadradas que sirven para poder desplazarse a lo largo de los perfiles cuadrados, dejando una distancia entre ambos elementos, dado que se instalará una guía para colaborar con este movimiento.

La geometría y algunas de las medidas de la pieza se pueden apreciar en la figura 31, cabe considerar que la pieza está construida con acero A36 al igual que la mayor parte de las piezas de la máquina.

Figura 31. Geometría pieza de apoyo.
(Elaboración propia).

Además para esta pieza se realiza una simulación mediante software y la utilización de elementos finitos para poder observar como se comparta bajo un modelo similar al cual será sometido dentro de la estructura de la máquina. Por lo que se presentan las zonas en donde se reciben una mayor carga.

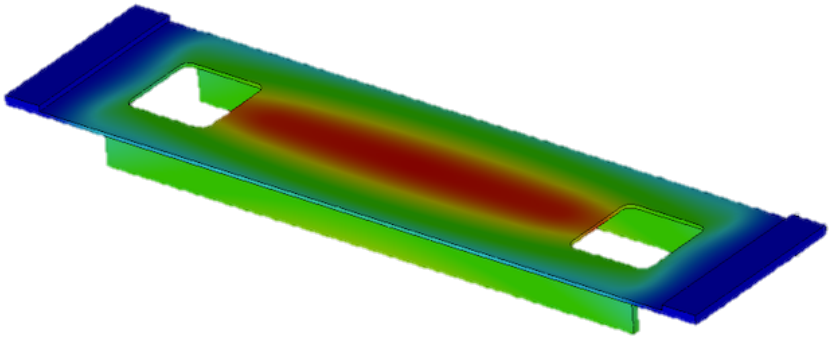


Figura 32. Simulación pieza de apoyo.
(Elaboración propia).

Como se observa en la figura 32, parece coherente haber reforzado la zona central y a los costados, debido a que son las zonas que mas carga soportan y además presentarían la mayor deflexión.

Luego de caracterizar esta particular pieza se procede a dimensionar elementos que se encuentran en la parte inferior interna de la máquina. Según esto, se sigue una línea similar a lo que se realizó para la parte superior y sostén del rodillo.

La estructura baja en donde se ubica el rodillo motriz o de carga es un tanto distinta dado que se debe considerar que este elemento presenta una dinámica de rotación diferente al rodillo que será ensayado, ya que en este caso el eje del rodillo gira al igual que la carcasa que hará contacto con las correas de carga. Es por esto que el rodillo de carga va montado con su eje sobre descansos con

rodamiento. Que a su vez van sobre perfiles rectangulares dispuestos de manera similar a los instalados en la parte superior.

Bajo esto se puede establecer el siguiente diagrama de cuerpo libre para estos perfiles mostrado en la figura 33.

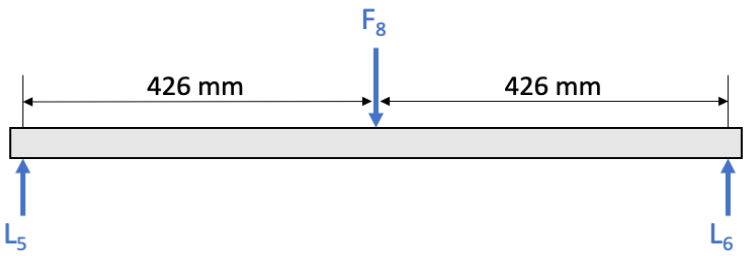


Figura 33. Diagrama de cuerpo libre perfiles rectangulares inferiores.
(Elaboración propia).

Con el fin de simplificar el listado de materiales y ya que reciben cargas similares, es que se elige el mismo tipo de perfil que en la parte superior, es decir, un perfil rectangular 100x50 mm y un espesor de 4 mm. Se debe tener en cuenta que si presentan una diferencia en cuanto al largo, ya que en esta ocasión se utiliza un perfil de 852 mm.

Lo anterior va montado en los perfiles angulares que cruzan la máquina en su parte inferior. Estos, siguiendo la línea de los perfiles que se ubican en la parte superior, se utilizan de las mismas dimensiones, debido nuevamente a dos razones: la primera es que estos elementos están sometidos a cargas similares y la segunda es que resulta conveniente desde un punto de vista de la adquisición del material para la construcción de la máquina. Con esto entonces serían perfiles ángulo de 80x80 mm y un espesor de 6 mm, pero presentan un largo de 1725 mm.

Los perfiles recién descritos van montados en sus extremos sobre la pieza de apoyo mostrada en la figura 30. Hay que tener en cuenta que estos podrían presentar una gran flexión y deformación debido a la carga a la que están sometidos, pero en dirección contraria a la que sufre este mismo perfil en la parte superior de la máquina. Esto debido a que la fuerza que ejerce la correa sobre el rodillo motriz o de carga tiene una dirección vertical hacia arriba.

También es importante destacar que sobre uno de estos perfiles irá montada una pequeña estructura que sostiene el motor de la máquina, el cual entrega movimiento mediante una correa a una polea que comparte eje con el rodillo motriz como se describió algunas secciones atrás.

La importancia de utilizar esta especie de plataforma radica en mantener los parámetros en la transmisión del movimiento, es por esto que posee un movimiento ascendente y descendente en la misma medida que el rodillo motriz y su polea. Así la distancia entre centros se mantiene intacta permitiendo uniformidad en la rotación y reduce fuerzas sobre el eje del motor.

Cabe destacar que esta unidad presentaría una masa aproximada de 15 kg, por lo que, es necesario reforzar la zona en donde iría montada, con el fin de que no genere una flexión mayor respecto al centro de la máquina. Bajo esto se recomienda, entonces, que, una vez alcanzada la altura para realizar el ensayo se apuntale esta plataforma. También hay que destacar que existirán guías en las columnas inferiores de la estructura, que, de alguna manera —y debido a su forma— colaboran con que no se produzca un rotación en torno al eje central.

Guías

Un elemento que se mencionó, pero no se trató anteriormente son las guías que ayudan al movimiento vertical ascendente y descendente. La idea que se

presenta es que estas sean similares a las que se utilizan en elevadores de automóviles o montacargas como las mostradas en la figura 34.

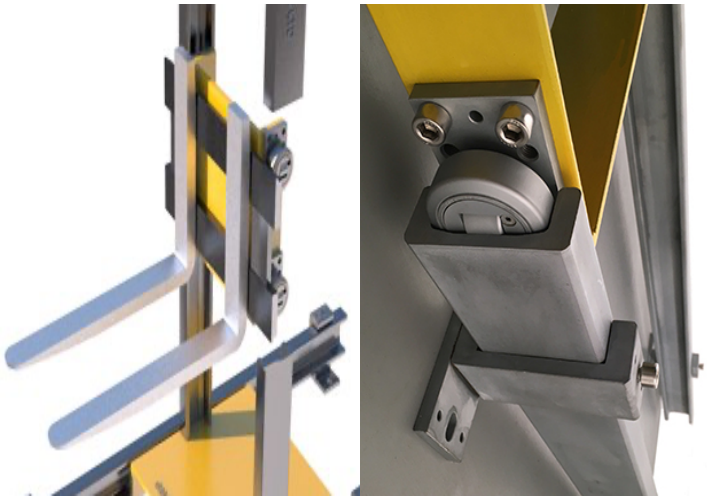


Figura 34. Modelo de guía vertical.
(Fuente: euro-bearings.com).

Estos modelos presentan la característica de poseer dos ruedas, similares a rodamientos, que permiten el movimiento. La rueda mayor favorece el desplazamiento vertical ascendente y descendente, mientras que la rueda menor, ubicada en el centro de la anterior y montada de forma perpendicular, ayuda a centrar el movimiento.

Dada la configuración de la máquina se hace factible instalar la parte correspondiente a la rueda en las columnas cuadradas por sobre el nivel de la pieza de apoyo y de manera paralela al cilindro hidráulico. De esta manera se instalaría el perfil guía, similar a un canal tipo C, en la parte superior de la misma pieza de apoyo, con un largo que sea superior a la carrera del cilindro y coincidente con el máximo recorrido tendría la pieza, que es de 200 mm. Entonces, según lo anterior, se establece que el perfil guía tendría un largo de 300 mm.

Simulación de máquina

Luego de haber realizado un análisis por componente se hace necesario realizar un estudio en conjunto de la máquina de ensayo, mediante el uso de software computacional y el método de elementos finitos. Con esto se busca apreciar el comportamiento de la estructura bajo las cargas que sufrirá, obteniendo resultados de esfuerzos y deflexiones máximas, con sus respectivas zonas, como también para establecer un factor de seguridad general.

La simulación se realiza para el caso estático de carga máxima sobre el rodillo a ensayar, es decir, de 5000 N. También es importante destacar que para el modelo se utiliza una unión mediante soldadura entre la mayoría de sus componentes, a excepción de la conexión entre el perfil rectangular superior con los perfiles ángulo, que como ya mostró y mencionó irán unidos con un perno debido a que se puede variar el largo según lo requiera el ensayo.

Otra consideración que se realiza en el modelo en la correspondiente al soporte de la estructura, dado que se utiliza una fijación en la base pero que no se muestra dado que corresponde a una fase siguiente del diseño poder montar la estructura. Como idea se podría realizar un montaje mediante placa y pernos sobre una fundación.

También para el modelo hay que tener en cuenta que se utilizan componentes que simulan ser los cilindros hidráulicos, pero, sin embargo, son elementos sólidos de acero que poseen las mismas dimensiones físicas de los cilindros que se utilizarán en la máquina. Estos se simulan con los dos puntos de apoyo que tendrán, siendo un punto fijo dentro de la estructura, gracias a la unidad hidráulica que mantiene la presión constante.

Resultados

Luego de la simulación se hace pertinente presentar y analizar los resultados que esta entrega. Como se mencionó anteriormente lo que se busca es poder encontrar los valores de esfuerzos y las deflexiones de la máquina en su conjunto, complementando esta información con el factor de seguridad que esta presentaría.

Entonces —bajo lo anterior— se presenta el resultado para los esfuerzos máximos que presenta la estructura de la máquina. Se puede observar que el valor máximo del esfuerzo de von Mises corresponde a 183 MPa, aproximadamente. Lo cual es menor al límite elástico que se tiene para la estructura. La distribución de valores se puede apreciar en la figura 35, teniendo en cuenta que el valor máximo se alcanza en la pieza de apoyo del cilindro hidráulico.

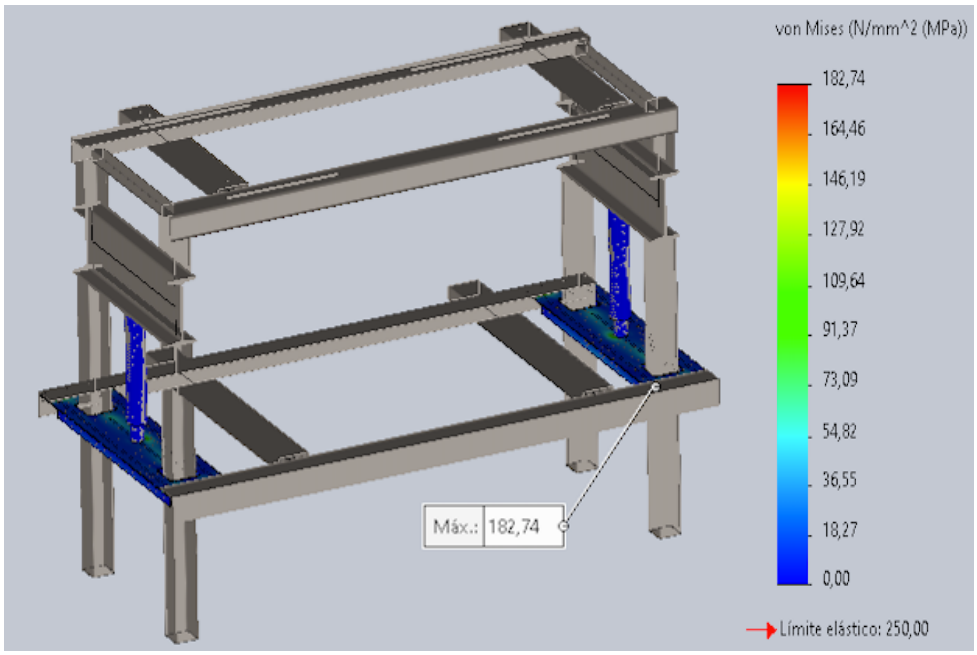


Figura 35. Resultados de análisis de esfuerzos estructura máquina de ensayos. (Elaboración propia).

Como la máquina tiene objetivo realizar ensayos y por ende se busca que los resultados sean precisos, es que la interesa realizar un análisis de rigidez de la estructura en su conjunto.

Es por lo anterior, que, a continuación, se busca presentar los resultados que corresponden a las deflexiones que presenta la estructura bajo carga. Esto se presenta en la figura 36, en donde se aprecia que la mayor deflexión ocurre en los perfiles rectangulares y ángulos inferiores, pero cabe destacar que los perfiles superiores presentan una buena rigidez, lo que colabora con el sostén del rodillo a ensayar y la adquisición de datos.

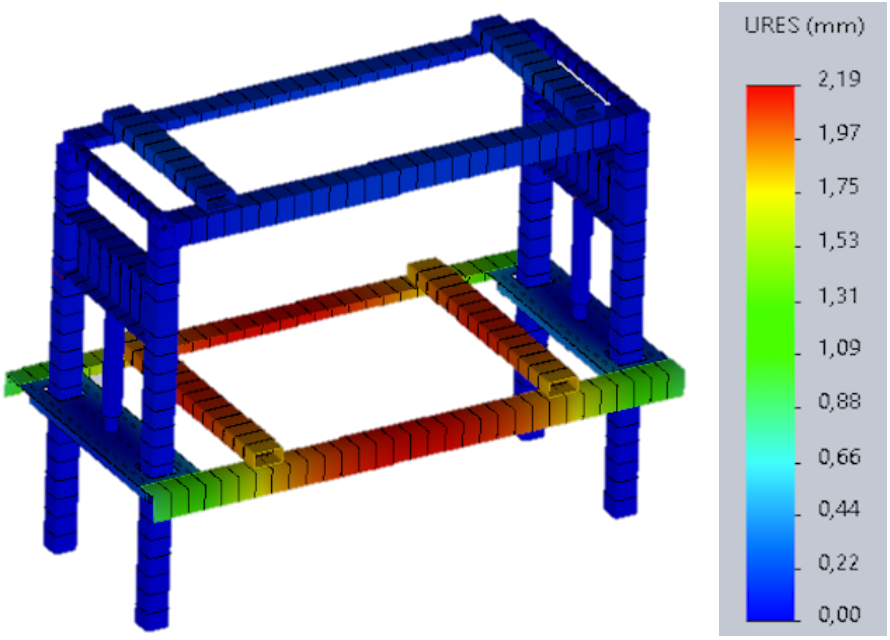


Figura 36. Resultados análisis de deflexiones estructura máquina de ensayos. (Elaboración propia).

De manera complementaria se realiza un análisis del factor de seguridad y se presentan los resultados del mismo, utilizando la teoría de falla de von Mises. La distribución se puede apreciar en la figura 37, en donde se resalta el valor mínimo del factor, el cual como se esperaba se encuentra en la pieza de apoyo y es de 1,37. Con este resultado es recomendable para una etapa posterior de diseño realizar un tipo de mejora a esta pieza antes de su instalación, reforzando los puntos débiles y mejorando —aún más— la rigidez de la misma.
Para el resto de la estructura se aprecia que presenta un buen factor de diseño.

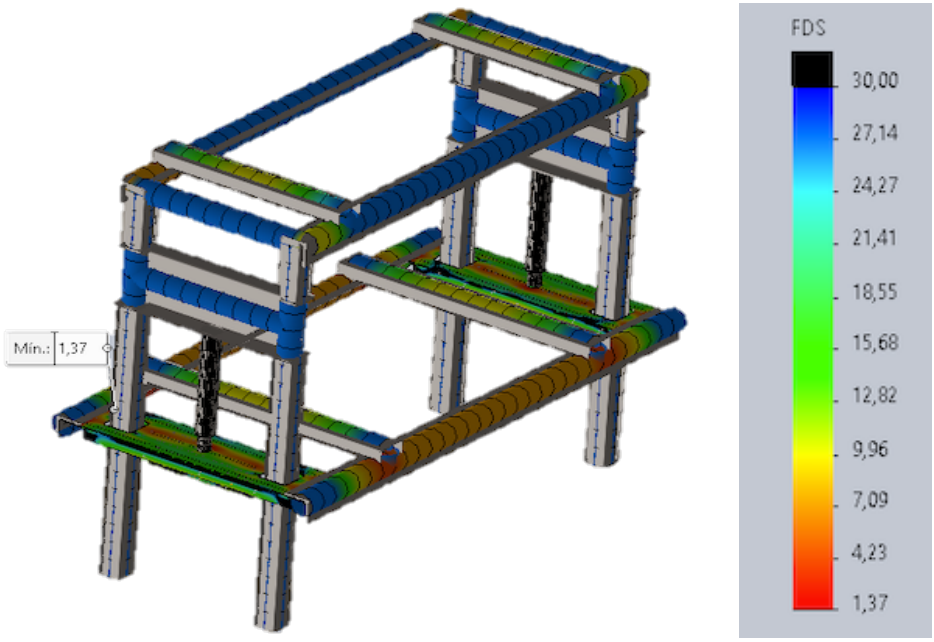


Figura 37. Resultados análisis factor de seguridad estructura máquina de ensayos.
(Elaboración propia**)**.

XI. Máquina de ensayos

En los capítulos anteriores se buscó determinar medidas y especificaciones de partes y componentes de la máquina de ensayos. Esto se realizó de manera disgregada para luego realizar un análisis de la estructura en su conjunto. Debido a lo anterior, se hace pertinente presentar un esquema completo de la máquina como también especificaciones.

Modelo máquina

Lo primero que se busca es presentar un modelo computacional que ayude a comprender como es la estructura general de la máquina, esclareciendo la ubicación —principalmente— de los perfiles que se sometieron a análisis en el capítulo X. En la figura 38 se muestran dos vistas de la máquina en donde se aprecia la forma que tendría y la disposición de elementos.

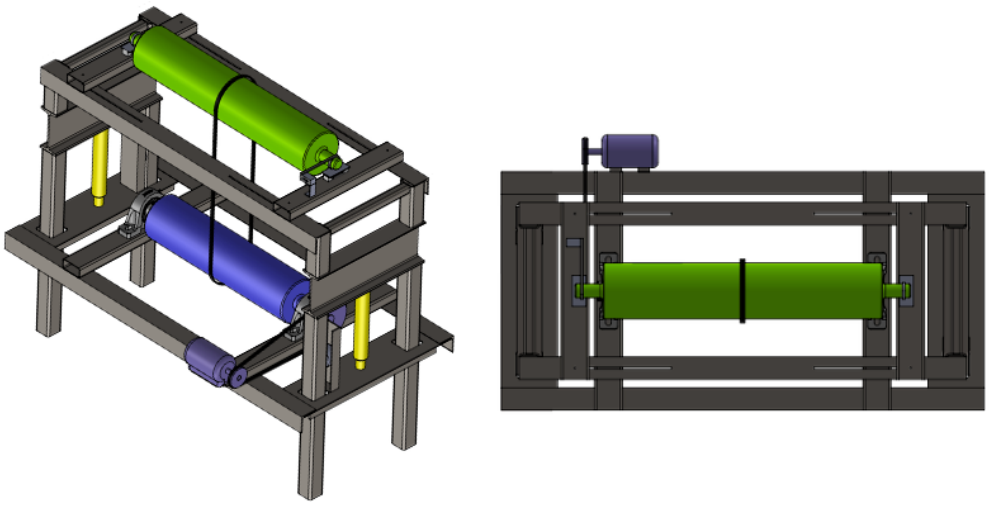


Figura 38. Modelo máquina de ensayos.[†]

(Elaboración propia)

[†] Por simplicidad, se muestra sólo una correa de carga, sin embargo, la cantidad de correas está especificada en el capítulo X, sección correas de carga.

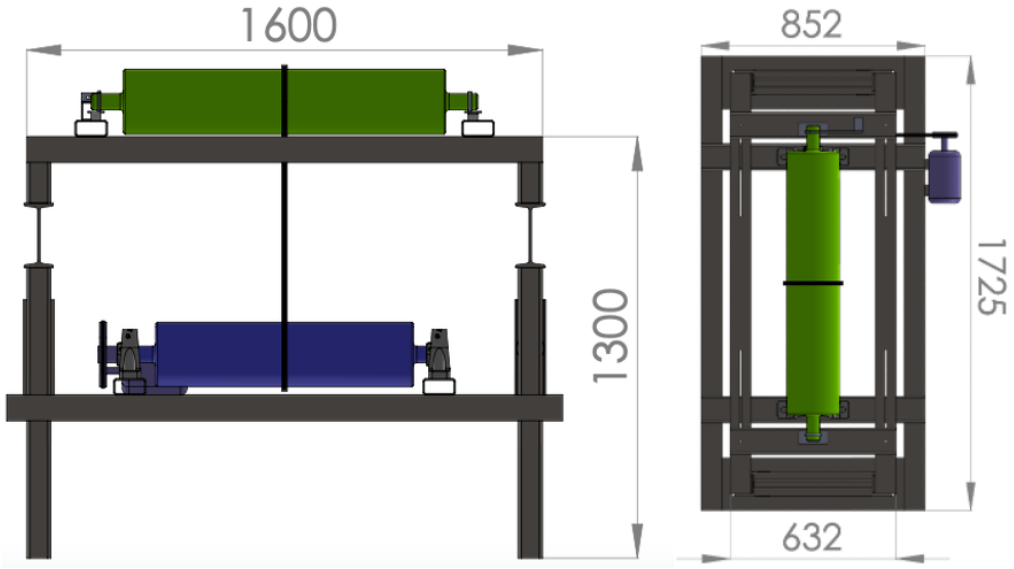


Figura 39. Medidas principales máquina de ensayos.

(Elaboración propia**)**

En la figura 39 se muestra la máquina con algunas de sus cotas máximas. Con estos valores es posible comentar que la altura máxima que presenta va en línea en colaborar con operarios de la máquina, tanto en su montaje como para la instalación del arreglo de medición al rodillo que se ensayará.

En cuanto al montaje del rodillo hay que tener en cuenta que la mayoría de los que se ensayarían son de una masa considerable, por lo que se hace conveniente utilizar mecanismos de elevación para no sobrepasar la carga establecida por ley. Este montaje sería desde abajo hacia arriba, es decir, el rodillo a ensayar se posicionaría entremedio de la máquina para luego ir subiendo, tensando la correa y apoyándose en las celdas de carga para la medición.

Con esto se busca aterrizar la máquina tanto en su estructura como en el montaje que tendrán los rodillos.

Especificaciones

A continuación del dimensionamiento y proceso de diseño se hace necesario presentar las especificaciones técnicas que posee la máquina de ensayo. Estas características van en la línea de lo desarrollado y descrito anteriormente, es decir, se presenta la capacidad de carga cuando la velocidad se utiliza la máxima velocidad de giro del rodillo a ensayar.

Tabla 11. Especificaciones máquina de ensayos.

Longitud rodillo de ensayo	500 – 1200 mm.
Diámetro rodillo de ensayo	127 – 203 mm.
Carga	550 – 5000 N.
Rango sensor	0 – 30 N (0,03%).

En cuanto a la ejecución del ensayo, este seguiría un línea similar a lo establecido en la norma DIN 22112-3. Teniendo en consideración que las condiciones de ensayo varían en cuanto a fuerza y velocidad de giro, dado que se estableció como objetivo de esta memoria.

XII. Conclusiones

Durante la siguiente memoria se pudo apreciar la importancia que representa el manejo de materiales sólidos a granel a nivel global, principalmente para países mineros que han desarrollado normas, tecnologías e incluso agrupaciones internacionales en donde se reúnen los principales avances.

Dentro de lo anterior estos países han generado mejoras en la obtención de valores de desempeño para el posterior diseño de correas transportadoras. En el desarrollo de esta memoria se mostraron instalaciones para ensayar los rodillos, enfocándose en las pruebas de resistencia a la rotación. En donde, si bien, esta característica influye en una porción pequeña de la energía total consumida, es algo que se debe controlar —y en lo posible disminuir— para realizar el traslado de materiales sólidos a granel de la forma más eficiente posible.

En aquella línea se observó que existe una colaboración constante entre el mundo académico y la industria (proveedores y usuarios) para la mejora de los estándares de pruebas. En donde, nuevamente, existe una correlación con países que desarrollan la industria minera.

En lo que respecta al desarrollo de la máquina de ensayos se obtuvo una propuesta de diseño que, según los análisis, presenta un correcto comportamiento a las solicitaciones sometidas. Además, se tuvieron que tomar decisiones basadas en algunas dificultades externas que se presentan, por ejemplo, el uso de correas para realizar la fuerza de carga sobre el rodillo a ensayar, que tienen un mejor desempeño frente a las excentricidades que presentan estos.

El diseño de la máquina abarcó diversos temas de ingeniería, en donde fue necesario acudir a elementos de hidráulica, utilizar sensores electrónicos,

estudiar el comportamiento de los perfiles metálicos frente cargas y realizar análisis mediante el uso de elementos finitos. Siendo esto último fundamental en el estudio de piezas con geometría compleja y de la máquina en su conjunto.

Para un siguiente estudio y una fase posterior de diseño se recomienda realizar la ingeniería de detalle en donde se podrán mejorar y/o conservar las uniones entre elementos de la máquina. Como también, especificar un variador de frecuencia con el fin de poder entregar diferentes velocidades al rodillo a ensayar.

Si bien la máquina aprobó, por así decirlo, los análisis de resistencia se recomienda estudiar la posibilidad de incluir refuerzos tirantes de manera longitudinal con el fin de disminuir las probabilidades de que los elementos fallen producto de una flexión respecto al eje de la máquina.

Por último, se hace necesario establecer la mejor opción para la sujeción de los perfiles al piso u otra base y generar los planos para la posterior construcción y uso de la máquina de ensayos.

Referencias

[1] Minería Chilena (2008-2009). Importantes Marcas en Chile. Catastro de equipamiento minero. *Edición especial: Correas transportadoras*, p. 17.

[2] Conveyor Equipment Manufacturers Association (2014). Belt Conveyors for Bulk Materials. 7ª Ed., p. 17.

[3] Minería Chilena (2008-2009). Importantes Marcas en Chile. Catastro de equipamiento minero. *Edición especial: Correas transportadoras*, p. 8.

[4] Conveyor Equipment Manufacturers Association (2014). Belt Conveyors for Bulk Materials. 7ª Ed., p. 101-102.

[5] German Institute for Standardization (2011). DIN 22101: Continuos conveyors - Belt conveyors for loose bulk materials - Basis for calculation and dimensioning. 2011-2012.

[6] Tooker, G. E. (1988). The economics of idler load rating and spacing. Bulk solids handling. Vol. 8, Nº6, p. 681-687.

[7] Conveyor Equipment Manufacturers Association (2014). Belt Conveyors for Bulk Materials. 7ª Ed., p. 93.

[8] Gladysiewicz, L., Król, R., y Bukowski, J. (2011). Tests of belt conveyor resistance to motion. *Maintenance and Reliability, NR.* 3, p. 18.

[9] Gurjar, R.S. (2012). Failure analysis of belt conveyor system by Pareto Chart. International Journal of Engineering an Social Science. Vol. 2, p.11-23.

[10] Köning, J., Burkhard, O. (2013). Girlandenprüfstand zur Zustandsdiagnose gebrauchter Tragrollen. In Proceedings of Fachtagung Schüttgutfördertechnik "Treffpunkt für Forschung & Praxis".

[11] Reicks, A.V. (2008). Belt conveyor idler roll behaviors. Bulk Material Handling by Conveyor Belt. Vol. 7, p. 35-40.

[12] Roberts, A.W., Harrison, A. (1987). Recent research developments in belt conveyor technology. Proceedings of the International Materials Handling Conference. Johannesburg, South Africa.

[13] Geesman, F., Nagy, E., Bati, J. (2008). Design of heavy-duty idlers for the upper run of belt conveyors Part I: Idler requirements. Aufbereitungs technik. Vol. 49, p. 30-45.

[14] Gladysiewicz, L., Król, R., y Bukowski, J. (2011). Tests of belt conveyor resistance to motion. *Maintenance and Reliability, NR.* 3, p. 20.

[15] Mitrović, R., Mišković, Z., Tasić, M., y Stamenić, Z. (2014). Conveyor idler's turning resistance testing methodology. Machine design, Vol. 6 (2014), p. 107-112.

[16] Lu, Y., y Li, Q. (2019). A regression model for prediction of idler rotational resistance on belt conveyor. Measurement and control, Vol. 52, p. 441-448.

[17] Dunlop Argentina S.A. Correas de transmisión industrial. Disponible en: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/03-Catalogodecorreasindustriales.pdf

[18] Budynas, R.G. (2018). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 10a Ed. México: McGraw-Hill Interamericana.

[19] Prodalam. Catálogo de Aceros y Productos Industriales. Disponible en: http://www3.prodalam.cl/wp-content/uploads/2019/01/catalog_aceros.pdf