

Diseño de un camino de rodillos de entrada y salida del desbaste para el transporte de palanquilla en la empresa Novacero S.A.

Edisson Fabián Chagcha Guerrero¹, Juan Daniel Vega Raza¹

1. Departamento de Eléctrica y Electrónica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga

fabiantiger@hotmail.com, jd_alucard@hotmail.com

Resumen— El presente proyecto consiste en el diseño de tres módulos de camino de rodillos para la línea de desbaste de la empresa Novacero S.A Planta Lasso. El diseño mecánico se sustenta principalmente en la capacidad de carga para transportar el material (palanquilla) al desbastador garantizando la seguridad a los trabajadores y evitar posibles fallas mecánicas debido a sobrecarga de material o por mal uso que se le puede dar al sistema. Además el proyecto cuenta con estudios previos, teorías mecánicas, eléctricas y de control, soportadas en cálculos matemáticos, software de diseño Autodesk Inventor, que complementan el análisis de elementos finitos; para lo cual se sigue un proceso consecutivo, describiendo cada elemento según sus requerimientos y parámetros de diseño.

Palabras clave: tren de laminación, proceso de desbaste, camino de rodillos, capacidad de carga, desbastador.

I. INTRODUCCIÓN

El presente artículo trata acerca del transporte de palanquilla en el área de desbaste de laminación en caliente en el sector siderúrgico que es básicamente un proceso para obtener productos como varillas y perfiles para la industria. Desde el principio de la humanidad, el afán por tener una vida más cómoda ha llevado al hombre a crear una serie de máquinas y herramientas las cuales ayuden a disminuir el esfuerzo físico. Con la evolución de la ciencia y la tecnología se han creado máquinas y herramientas que hasta unos cuantos siglos atrás se creían imposibles de fabricar, pero la exigencia del hombre ha ido cada vez más allá de sus propias limitaciones, es así, que hoy en día se busca la manera de simplificar aun más su trabajo.

Para la fabricación de varilla de acero es necesario seguir un proceso, que se compone de varias etapas como son calentamiento, desbaste y laminación de una palanquilla.

La empresa Novacero S.A Planta Lasso contempla optimizar el proceso en el tren 1, siendo necesario implementar un sistema de transporte de la palanquilla desde el horno hasta los rodillos desbastadores y otro sistema de transporte a la salida de los mismos, que este en capacidad de agilizar el proceso de acuerdo a la exigencia de la producción.

Los beneficios son: incremento en los tiempos efectivos, incremento en las toneladas de material procesado por turno y por ende un impacto positivo en la productividad programada.

Finalmente se podrá demostrar que con iniciativa e ingenio, se puede dar diferentes soluciones al diseño de la estructura, usando los conocimientos adquiridos durante la carrera y la realización del proyecto.

II. MARCO TEÓRICO

A. Proceso de producción de varillas y perfiles.

A-I. Laminación en caliente.

La palanquilla es conducida a través de un camino de rodillos hasta el tren de laminación. Este tren está formado por parejas de cilindros que giran a la misma velocidad y en sentidos contrarios (ver Figura 1), reduciendo su sección transversal gracias a la presión ejercida por éstos. En este proceso se aprovecha la ductilidad del acero. La laminación sólo permite obtener productos de sección constante como chapas, perfiles o barras [1].

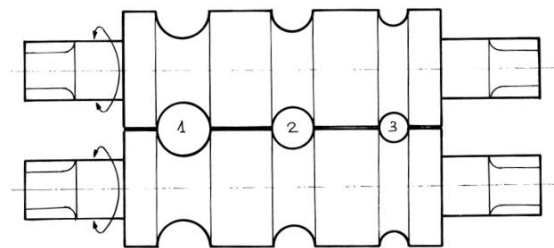


FIGURA 1.
Cilindros de laminación.

A medida que disminuye la sección, aumenta la longitud del producto transformado y, por tanto, la velocidad de laminación (ver Figura 2). El tren se controla de forma automática, de forma que la velocidad de las distintas cajas que lo componen va aumentando en la misma proporción en la que se redujo la sección en la anterior.

El proceso del tren de laminación debe seguir una secuencia: 1) tren de desbaste, 2) tren intermedio, 3) tren acabador, para conseguir el producto final.

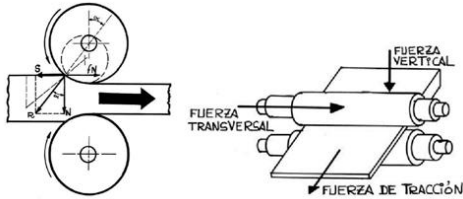


FIGURA 2.

Proceso de laminación.

- Tren de desbaste: Donde la palanquilla sufre una primera pasada muy ligera para romper y eliminar la posible capa de cascarilla formada durante su permanencia en el horno (ver Figura 3).



FIGURA 3.

Tren de desbaste.

- Tren intermedio: Formado por distintas cajas o stands, en las que se va conformando por medio de sucesivas pasadas la sección (ver Figura 4).

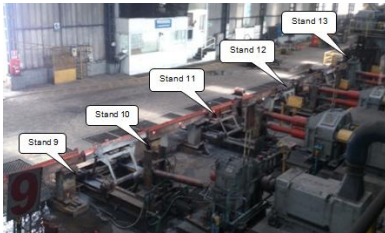


FIGURA 4.

Cajas o Stands en un tren de laminación.

- Tren acabador: Donde el producto experimenta su última pasada y obtiene su geometría de corrugado (ver Figura 5).



FIGURA 5.

Tren acabador.

Durante la laminación se controlan los distintos parámetros que determinarán la calidad del producto final: la temperatura inicial de las palanquillas, el grado de deformación de cada pasada con la finalidad de evitar que una deformación excesiva dé lugar a roturas o agrietamientos del material.

El principal factor que se debe controlar en el proceso de laminado en caliente, es la temperatura a la cual se está calentando el acero. Si el calentamiento es insuficiente el metal será más difícil de trabajar debido a que posee una menor ductilidad y maleabilidad, propiedades que se le confieren al calentarlos a una temperatura adecuada [2].

B. Enfriamiento.

Una vez terminada la etapa de laminación en el tren acabador se obtiene el producto final, en ese momento se transfiere hacia la sección de enfriamiento donde será cortado en la cizalla a las dimensiones especificadas por las normas internacionales o según el requerimiento del usuario (ver Figura 6).



FIGURA 6.

Enfriamiento de varillas y perfiles.

C. Conteo y empaquetado.

El producto final pasa por dos transferidores de cadena donde se producen las operaciones de conteo y empaque, en esta etapa también se realiza el control de calidad (ver Figura 7).



FIGURA 7.

Conteo y empaque del producto.

III. DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECÁNICO-ELÉCTRICO

Con el nuevo sistema, se implementarán tres módulos de camino de rodillos, diseñando una estructura para minimizar las vibraciones en el proceso, seleccionando accionamientos eléctricos y elementos transmisión mecánica que soporten ambientes severos como polvo, humedad y alta temperatura.

A. Parámetros de diseño.

A-I. Requerimientos físicos.

El sistema de transporte de palanquilla para laminación en caliente está basado en varios parámetros de diseño como: masa, longitud, temperatura, velocidad y sección transversal del lingote, además se debe tener en cuenta su capacidad de carga estática y dinámica con la finalidad de brindar un alto grado de seguridad a los trabajadores y evitar fallas mecánicas debido a sobrecarga de material o efectos de temperatura.

A-II. Capacidad máxima de carga.

La capacidad del sistema es para transportar 1000 palanquillas por día, se asume que el sistema funcionará las 24 horas al día, con lo que se puede deducir que el camino de rodillos estará transportando 41 palanquillas por hora.

A-III. Distribución de la carga.

Con el objetivo de cumplir con la capacidad de carga del sistema se ha establecido diseñar tres módulos de caminos de rodillos con capacidad para 2 lingotes cada uno. Estos

módulos estarán ubicados dos a la salida del horno de precalentamiento y uno a la salida de la primera caja de desbaste en el proceso de laminación, tal como se muestra en la Figura 8.

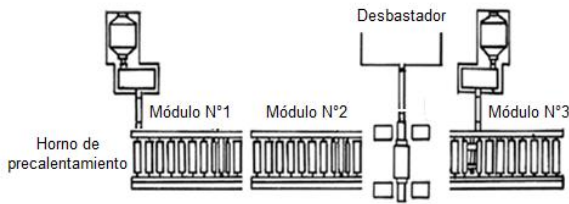


FIGURA 8.

División de un camino de rodillos en módulos.

A-IV. Velocidad del sistema.

Según el autor Tselikov del libro *Trenes de laminación*, para mesas de transporte del material a los hornos o al laminador, se considera suficiente una velocidad de 1.5 m/s hasta un límite máximo de 7.0 m/s [3].

En las mesas de salida, la velocidad suele ser similar o un 5 a un 10% más alta que la velocidad de laminación. La velocidad lineal seleccionada es igual a 3.2 m/s, velocidad utilizada y recomendada por la empresa Novacero S.A Planta Lasso en el proceso de laminación en caliente (ver Figura 9).



FIGURA 9.

Velocidad en mesas de rodillos.

B. Diseño Mecánico.

B-1. Diseño de los rodillos transportadores.

El diseño de los rodillos se sustenta principalmente en la capacidad de carga que necesita el sistema para transportar el material (palanquilla) a la primera caja de laminación, tomando en cuenta los parámetros sugeridos por el libro de trenes de laminación de Tselikov – Smirnov.

- El diámetro de los rodillos deberá ser tan pequeño como sea posible para reducir el efecto de inercia en los accionamientos eléctricos.
- La longitud de tabla de los rodillos deberá ser igual a la de los cilindros de laminación.
- Debido a que el lingote se puede apoyar sobre dos rodillos, la separación entre éstos no deberá ser mayor que la mitad de la longitud mínima de la pieza.

Existen también otros factores que se debería considerar:

- Diseñar los componentes con un factor de seguridad de 2 como mínimo para garantizar la seguridad de los operadores y personal mecánico con una confianza promedio en todos los datos de diseño [4].
- Determinar las fuerzas ejercidas en el rodillo, a través de los puntos de montaje como cojinetes, pivotes u otros elementos de máquinas.

Por lo tanto tratando de cumplir las especificaciones detalladas anteriormente, se han planteado las siguientes dimensiones de rodillos:

- Diámetro exterior del cilindro: 220.00 mm
- Diámetro interior del cilindro: 180.00 mm
- Longitud de tabla: 1500.00 mm
- Separación entre rodillos: 750.00 mm
- Velocidad del sistema: 3.20 m/s



FIGURA 10.
Geometría del rodillo.

Cuando se trata de piezas gruesas y cortas, se supone que la palanquilla descansa sobre la mesa en dos puntos y que actúa sobre los rodillos una carga igual a la mitad del peso de la pieza [3].

Es importante tener en cuenta que el lingote tendrá un choque o impacto leve sobre los rodillos debido a imperfecciones al momento de pasar entre los rodillos de laminación.

La capacidad de carga máxima en el diseño será para 2 lingotes teniendo en cuenta que cada lingote tiene una masa de media tonelada, longitud promedio de 1.5 m y sección transversal de 13 x 13 cm.

Se han planteado las siguientes dimensiones para los ejes y sus tapas de acople al cilindro, las cuales serán verificadas mediante un análisis estático y por fatiga más adelante.

- Diámetro de los ejes: 60.00 mm
- Diámetro de escalón de los ejes: 80.00 mm
- Diámetro de las tapas de acople: 180.00 mm
- Longitud del eje 1: 600.00 mm
- Longitud del eje 2: 500.00 mm
- Longitud de escalón de los ejes: 392.50 mm
- Espesor de las tapas: 12.70 mm

El diagrama de cuerpo libre del ensamble rodillo – eje en el plano x-y y x-z se indica a continuación (ve Figura 11).

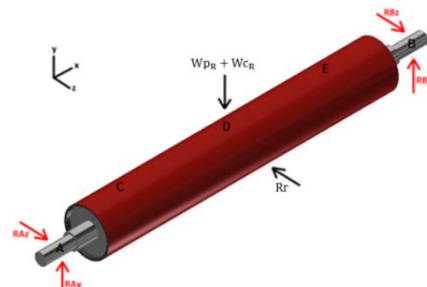


FIGURA 11.
Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

$$W_{Pr} = 4905 \text{ N} \quad W_{Cr} = 1451.90 \text{ N} \quad R_r = 3365.8 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 3178.45 \text{ N} \quad R_{Bz} = 3178.45 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 1682.9 \text{ N} \quad R_{Bz} = 1682.9 \text{ N}$$

Las flechas son elementos fundamentales en el ensamble. El material empleado en el diseño será acero de transmisión AISI 1020 (Laminado en caliente) para árboles poco cargados o de uso esporádico, debido a su bajo precio, buena ductilidad, alto porcentaje de elongación y facilidad de adquisición en el mercado [4].

Para la verificación del funcionamiento de la flecha se ha modelado el sólido 3D a través del software Autodesk Inventor utilizando el módulo de análisis de elementos finitos (FEA), en donde se encontrarán tensiones, esfuerzos, desplazamientos, factores de seguridad (ver Figura 12) colocando cargas aplicadas y asignando condiciones de frontera.

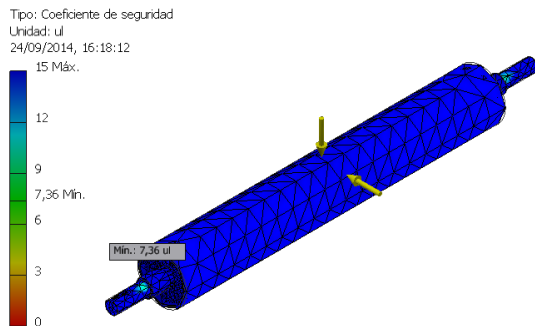


FIGURA 12.

Factor de seguridad en el rodillo transportador.

El factor de seguridad estático para el esfuerzo combinado es elevado pero satisfactorio, debido a que es mayor al mínimo requerido ya que el eje del cilindro es un elemento muy importante que transmite el movimiento del motorreductor al rodillo transportador. Además se debe garantizar la seguridad de los operadores y evitar una posible falla en el futuro por la alta temperatura de trabajo o alguna combinación de cargas dinámicas inesperadas por mala operación del sistema.

El diámetro seleccionado deberá ser verificado con un análisis de fatiga para cargas variables ya que este diseño no garantiza la duración de la flecha.

El esfuerzo normal es repetido e invertido debido a que el elemento mecánico se somete a cierto valor de esfuerzo de tensión, seguido por el mismo valor de esfuerzo de compresión, por lo tanto se tiene que [5]:

$$\sigma_{\max} = + 28.58 \text{ MPa} \quad \sigma_{\min} = - 28.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 28.58 \text{ MPa} \quad \sigma_m = 0$$

Se determina el límite de resistencia a la fatiga real estimada del elemento mecánico:

$$S_e = 99.05 \text{ Mpa}$$

Utilizando el lugar geométrico de Goodman modificado se tiene que el factor de seguridad es:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e} \quad (1)$$

$$N = 3.46$$

El factor de seguridad obtenido es considerado apropiado en el diseño de la flecha, debido a que estará sometido bajo cargas dinámicas con una baja incertidumbre y que

constituye un elemento esencial en la transmisión de movimiento al sistema.

B-II. Diseño de mesas separadoras de rodillos.

Son las encargadas de soportar en ocasiones el peso de los lingotes facilitando los ciclos o pasadas de trabajo y a su vez evita volcamientos imprevistos de la palanquilla hacia el suelo (ver Figura 13). Para la selección de los materiales se utilizó acero estructural ASTM A36.

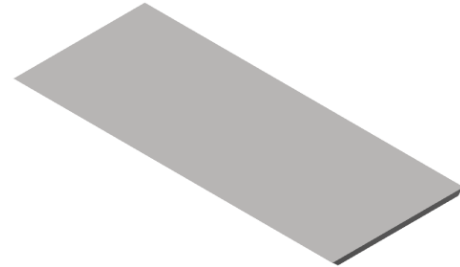


FIGURA 13.

Mesa separadora de rodillos.

Para su modelación en inventor dentro del paquete de análisis de elementos finitos (FEA), se han colocado fuerzas transversales de rozamiento debido a la velocidad con que se traslada la palanquilla a la mesa basculante (estas cargas se toman similares a la fuerza de impacto del lingote sobre el rodillo).

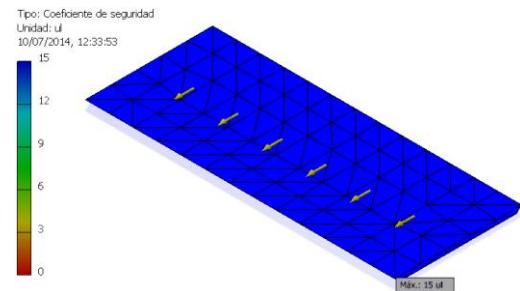


FIGURA 14.

Factor de seguridad en la mesa separadora de rodillos.

El valor determinado en la Figura 14 es 15 y se considera un poco elevado a lo requerido, pero es necesario debido a que la mesa separadora de rodillos evitará volcamientos imprevistos de la palanquilla y con un perfil de menos espesor no existe garantía que la falla no va a suceder.

B-III. Diseño de soportes laterales.

Son los encargados de mantener fijas a las mesas separadoras de rodillos y evitar que la palanquilla se desborde fuera del módulo por una equivocada operación del sistema, provocando paradas inesperadas de la maquinaria o accidentes al personal durante su jornada laboral (ver Figura 15).



FIGURA 15.

Soportes laterales.

Para la selección de los materiales se utilizó acero estructural ASTM A36 disponible en la empresa.

Para su modelación en inventor dentro del paquete de análisis de elementos finitos (FEA), se han colocado fuerzas transversales de rozamiento debido a la velocidad que entra y sale la palanquilla del laminador (estas cargas se toman similares a la fuerza de impacto del lingote sobre el rodillo) y una fuerza ejercida por el peso de la mesa separadora de rodillos en su extremo.

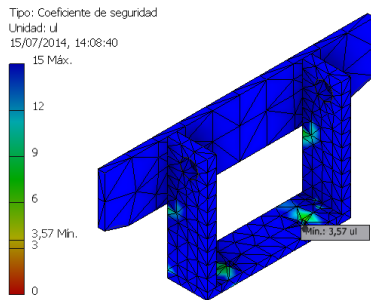


FIGURA 16.

Factor de seguridad en el soporte lateral.

El factor de seguridad en la Figura 16 da un valor mínimo de 3.57 que es satisfactorio y un poco mayor en comparación a lo requerido, pero es considerado aceptable para las condiciones establecidas en el diseño, con la finalidad de garantizar la seguridad del personal y evitar una posible falla en el futuro por alguna combinación de cargas dinámicas o la alta temperatura de trabajo.

B-IV. Diseño de vigas base perfil en C.

Son las encargadas de proporcionar la fijación necesaria y soportar el peso de los módulos del camino de rodillos como los soportes laterales, rodillos transportadores de material y por lo tanto la palanquilla (ver Figura 17).

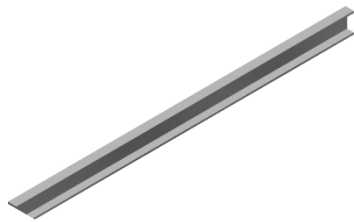


FIGURA 17.

Vigas o perfiles en C.

El material recomendado por la empresa es acero estructural ASTM A572-50. Este es el grado de acero estructural más usado en el mercado para vigas principales, secundarias y columnas en especial para la fabricación de vigas no comerciales o especialmente diseñadas.

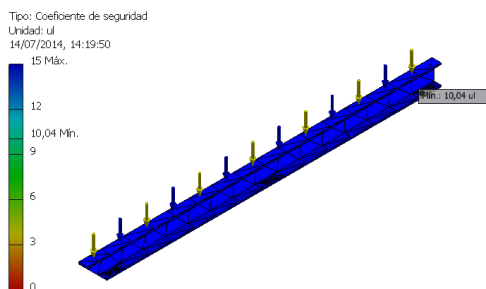


FIGURA 18.

Factor de seguridad en la viga en C.

Se han colocado fuerzas ejercidas por el peso de la palanquilla, rodillos transportadores, soportes laterales y mesas separadoras de rodillos. La simulación se realiza a través del software Autodesk Inventor dentro del paquete de análisis de elementos finitos (FEA).

El factor de seguridad en la Figura 18 da un valor mínimo de 10.04 que es satisfactorio y un poco mayor en comparación a lo requerido, pero brindará un alto grado de seguridad, con el objetivo de descartar un posible pandeo de la viga base por alguna combinación de cargas dinámicas. Por lo tanto es aceptable para el diseño.

B-V. Diseño de placas de anclaje para motorreductores.

Los motores y reductores mecánicos van a montarse en estructuras de acero soldadas a la viga en C, donde se verifica que todos los apoyos deben ser del tamaño y la resistencia y estar bien sujetos para máxima rigidez (ver Figura 19). Para la selección de los materiales se utilizó acero estructural ASTM A36, uno de los grados de aceros primarios para todos tipos de estructuras disponible en el mercado.

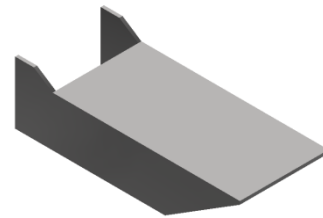


FIGURA 19.

Placas de anclaje para motorreductores.

Para su modelación en inventor dentro del paquete de análisis de elementos finitos (FEA), se han colocado fuerzas perpendiculares en la placa de anclaje debido al peso aproximado del motorreductor.

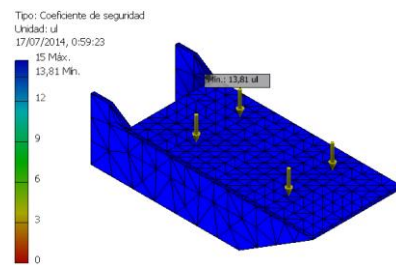


FIGURA 20.

Factor de seguridad en la placa de anclaje para motorreductores.

El factor de seguridad en la Figura 20 da un valor mínimo de 13.81 que es un poco elevado a lo requerido, pero es recomendable debido a que el motorreductor y el rodillo transportador pueden desalinearse más tarde por desgaste, vibración, desplazamiento de la base, dilatación y contracción térmicas, o corrosión. Por ello es aconsejable comprobar la alineación a intervalos regulares y corregirla en caso necesario. Por lo tanto es aceptable para el diseño.

B-VI. Diseño de estructura base de la mesa basculante.

La estructura base es la encargada de soportar el peso del módulo N°2 del camino de rodillos (mesa basculante). Para que la estructura funcione bien tiene que ser estable, resistente y rígida. Estable para que no vuelque, resistente para que soporte esfuerzos sin romperse y rígida para que su forma no varíe si se le somete a esfuerzos, como por ejemplo el propio peso y el del lingote. La estructura será tipo

abovedada con vigas y pilares H (ver Figura 21), con el objetivo de ingresar en ella y dar mantenimiento a los cilindros neumáticos o limpiar la escoria que desecha el desbastador al momento de laminar la palanquilla. Para la selección de los materiales se utilizó acero estructural ASTM A572-50 disponible en la empresa.

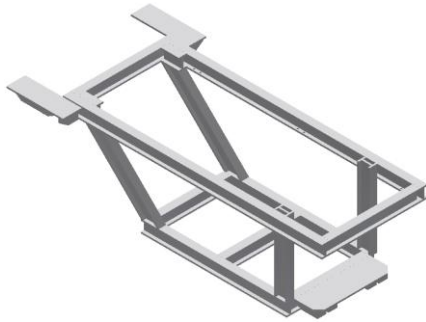


FIGURA 21.

Estructura mecánica base de la mesa basculante.

Se han colocado fuerzas ejercidas en las vigas transversales, base de los cilindros neumáticos por el peso de la palanquilla, chumaceras del eje de giro y mesa basculante del camino de rodillos. La simulación se realiza a través del software Autodesk Inventor dentro del paquete de análisis de elementos finitos (FEA).

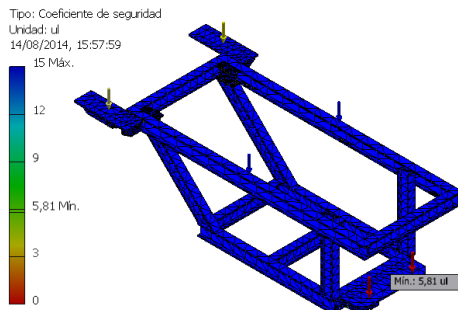


FIGURA 22.

Factor de seguridad en la estructura mecánica base de la mesa basculante.

El factor de seguridad en la Figura 22 da un valor mínimo de 5.81 que es elevado a lo requerido, pero cumple con las requerimientos esperados como una de las piezas que más uso va tener, debido que al aplicarle las fuerzas a la estructura todos los elementos que la forman son capaces de soportar las cargas a la que se verán sometidos sin romperse o deformarse. Entonces se justifica el deseo de dar una seguridad adicional al componente en el diseño.

B-VII. Potencia de diseño del sistema.

La potencia necesaria para vencer la inercia de todo el sistema de transporte de palanquilla. Esto incluye al cilindro, ejes de transmisión y tapas de acople. Esta potencia de arranque será calculada con la siguiente expresión [6]:

$$P_{\text{sistema}} = P_{\text{cilindro}} + P_{\text{pejes}} + P_{\text{tapas}} + P_{\text{carga}} \quad (2)$$

$$P_{\text{sistema}} = 2.75 \text{ HP}$$

La determinación de la potencia de diseño del sistema es necesaria para seleccionar el motor eléctrico. Para determinar la potencia de diseño se debe emplear un parámetro llamado factor de servicio como se indica a continuación [7]:

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{sistema}} \times f_s \quad (3)$$

El proceso de laminación en caliente se realiza las 24 horas del día mediante turnos de trabajo. El tipo de servicio al que será sometido el motor eléctrico es medio. Por lo tanto el factor de servicio es aproximadamente 1.8:

La potencia de diseño para seleccionar los motores eléctricos es:

$$P_{\text{diseño}} = 4.95 \text{ HP}$$

B-VIII. Cilindros neumáticos de la mesa basculante.

- **Carrera de cilindros:** El desplazamiento lineal mostrado en la Figura 23, indica que los pistones deben tener una carrera por lo menos de 800 mm, con el objetivo que la palanquilla ingrese sin problemas a los canales superiores del laminador.

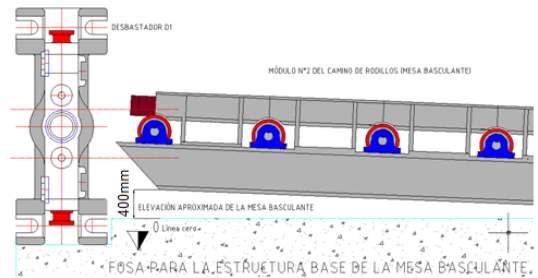


FIGURA 23.

Punto de elevación de la mesa basculante.

- **Diámetro de émbolo:** Para plantear los cálculos y determinar la fuerza requerida en cada cilindro neumático, se examina la disposición del mecanismo de elevación a través de un diagrama de cuerpo libre, tal como se muestra en la Figura 24.

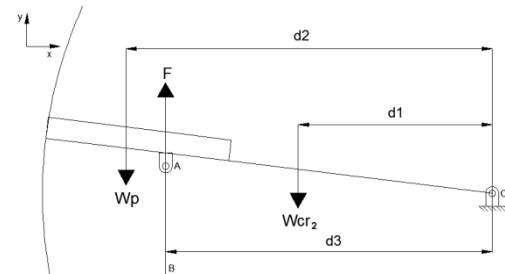


FIGURA 24.

Fuerzas estáticas en la mesa basculante.

Para simplificar el cálculo, se supone que la dirección de la fuerza F no cambia. Aplicando sumatoria de momentos con respecto al eje O, la carga en la unión AB será [3]:

$$F = \frac{W_{cr2} * d1 + W_p * d2}{d3} \quad (4)$$

De acuerdo con el diseño, las distancias a los brazos de las fuerzas relativos al eje O, realizado en el programa Autodesk Inventor Profesional se tiene que:

$$F_{\text{mínima}} = 35154.8 \text{ N}$$

La presión de aire disponible por el compresor del tren de laminación es de $6 \times 10^5 \text{ Pa}$. Con la presión de aire del pulmón y la mitad de la fuerza de empuje porque se utilizan dos pistones, se obtiene el diámetro de émbolo de cada cilindro neumático que se necesita para elevar la mesa basculante [8]:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P}} \tag{5}$$

D ≈ 236.5 mm

B-IX. Circuito neumático de la mesa basculante.

Las conexiones de los cilindros neumáticos con las electroválvulas, válvulas de mantenimiento y las respectivas mangueras de conducción neumática de la mesa basculante se indican en la Figura 25.

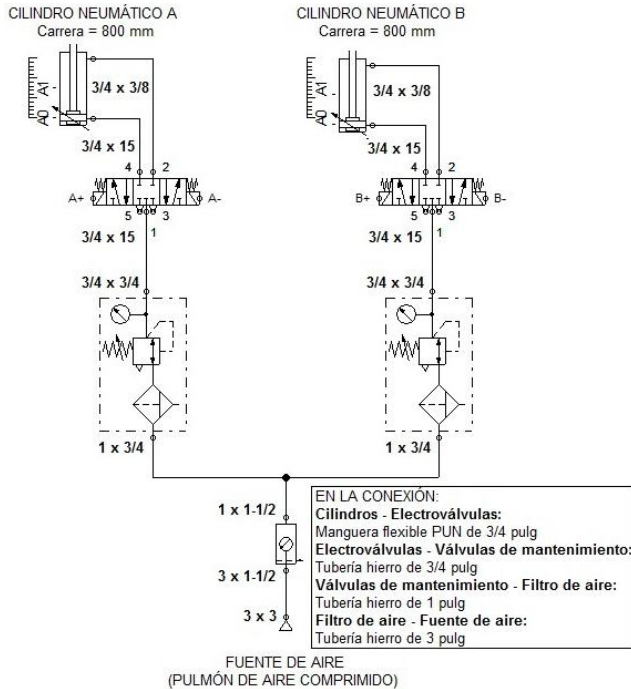


FIGURA 25.

Circuito neumático del sistema de la mesa basculante.

C. Diseño Eléctrico.

C-I. Variadores de velocidad.

De acuerdo al diseño, el sistema mecánico está conformado por 3 caminos de rodillos, entonces se usará un variador de frecuencia para controlar cada módulo accionando el conjunto de motores y trasladando la palanquilla hacia los cilindros del desbastador.

Los variadores de velocidad entregarán al motor una frecuencia menor a la de la red eléctrica con la finalidad de obtener una reserva de velocidad angular en caso de implementación de nuevos proyectos y se requiera mayores velocidades en los procesos. De acuerdo a los conocimientos en accionamientos eléctricos es recomendable trabajar en frecuencias dentro de un rango del ± 20% [9].

$$f_t = \frac{n_t * f_r}{n_n} \tag{6}$$

Para esta aplicación la velocidad de salida del reductor es 438 rpm y se necesita que los rodillos transportadores giren a aproximadamente 278 rpm, por lo tanto los variadores deberán entregar una frecuencia de:

$$f_t = 38 \text{ Hertz} \approx 20 \% \text{ menor a la frecuencia de la red}$$

C-II. Protecciones eléctricas.

- **Fusibles:** Según el diseño los motores trifásicos tienen una potencia de 5 Hp, voltaje 220 V y corriente nominal de 7.8 A ≈ 8.75 A. Por lo tanto el valor de corriente máxima del fusible para un arranque directo rápido se indica en la Figura 26 [10].

Intensidad	Fusibles para arranque			
	DIRECTO		λ - Δ	
	Rápido	Lento	Rápido	Lento
Amp.	Amp.	Amp.	Amp.	Amp.
0,68	4	4	-	-
1	4	4	-	-
1,5	6	4	-	-
2,2	10	4	6	4
3,3	10	6	10	4
4,3	15	6	10	6
6,2	20	10	10	6
8,75	25	15	15	10
11,6	35	20	15	15
15	35	25	25	20
17,8	50	35	25	25
20,5	50	35	25	25

FIGURA 26.

Valores de fusibles para motores trifásicos de 220 V.

- **Relés Térmicos:** Según la Figura 27 para motores trifásicos jaula de ardilla con voltaje de operación de 220 V y una corriente nominal de 7.8 A ≈ 8.52 A, el relé térmico debe tener un rango de regulación de corriente aproximado de 7.5 – 11 A [10].

220 V			380 V		
Intensidad	Regulación		Intensidad	Regulación	
	Amp.	Mín. Máx.		Amp.	Mín. Máx.
1,74	1,7	2,4	1,10	1,2	1,7
2,48	2,4	3,5	1,44	1,2	1,7
3,10	2,4	3,5	1,79	1,7	2,4
4,47	3,5	5,2	2,59	2,4	3,5
5,74	5,2	7,5	3,32	3,5	5,2
7,17	7,5	11	4,15	3,5	5,2
8,52	7,5	11	4,93	5,2	7,5
11,1	11	16	6,40	5,2	7,5
13,4	11	16	7,80	7,5	11
15,5	12,5	20	9,00	7,5	11
18,2	17	26	10,5	11	16
20,4	17	26	11,8	11	16
23,0	23	35	13,3	11	16

FIGURA 27.

Regulación de relés térmicos de protección para motores eléctricos.

C-III. Tablero de mando.

El tablero de mando (ver Figura 28) está constituido por accesorios eléctricos seleccionados con la finalidad de controlar el arranque, parada e inversión de giro de los motores eléctricos y elevación de la mesa basculante al nivel de los canales superiores del desbastador.



FIGURA 28.

Tablero de control eléctrico.

D. Ensamblajes generales de los módulos del camino de rodillos.

D-I. Ensamble del módulo N°1 del camino de rodillos.

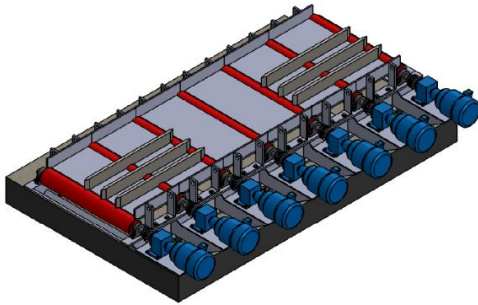


FIGURA 29.
Módulo N°1 del camino de rodillos.

D-II. Ensamble del módulo N°2 del camino de rodillos.

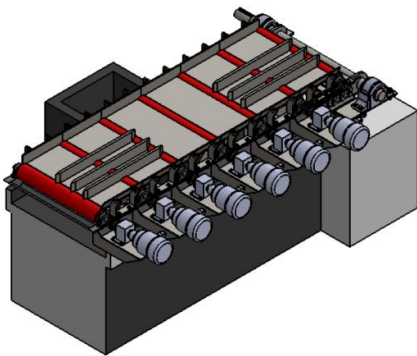


FIGURA 30.
Módulo N°2 del camino de rodillos (mesa basculante).

D-III. Ensamble del módulo N°3 del camino de rodillos.

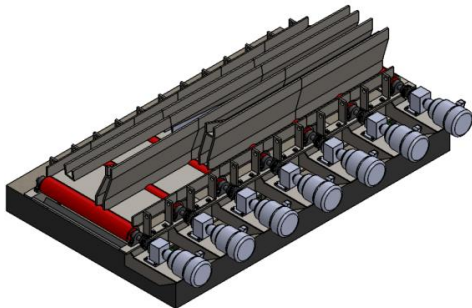


FIGURA 31.
Módulo N°3 del camino de rodillos.

D-IV. Ensamble e implementación total del proyecto.

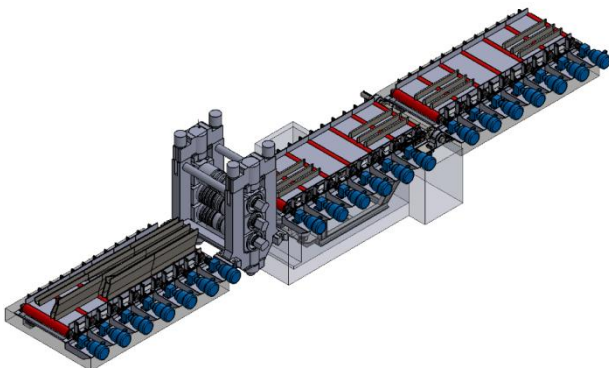


FIGURA 32.
Módulos del camino de rodillos ubicados en el área de desbaste.

Realizado el análisis de los componentes de los módulos del camino de rodillo por el método de elementos finitos (FEA), se verifica que el proyecto funciona satisfactoriamente.

IV. CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño de los módulos del camino de rodillos en base a una metodología adecuada, tomando en cuenta un factor de seguridad mínimo de 2 para trasladar el doble del peso de la palanquilla y robustecer al sistema.
- Se diseñó, simuló y analizó los 3 módulos para el transporte de palanquilla mediante el software Autodesk Inventor dentro del paquete de análisis de elementos finitos (FEA), de acuerdo a teorías mecánicas, eléctricas y de control.
- Se seleccionó los componentes y materiales mecánicos - eléctricos de los sistemas, realizando un análisis de acuerdo a las ofertas de equipos y materiales que se encuentran disponibles en el mercado y verificando su disponibilidad inmediata o económica.
- Se comprobó el correcto funcionamiento de los mecanismos de translación y elevación, realizando pruebas con palanquilla fría y caliente para lo cual se modificó la frecuencia del variador de velocidad con la finalidad de que la palanquilla ingrese al laminador con menor o igual velocidad.

V. RECOMENDACIONES

- Las ideas y opiniones vertidas por el personal de la empresa tuvieron una gran importancia a la hora de tomar decisiones, debido a que su amplia experiencia en el campo siderúrgico, facilitó la construcción e implementación del proyecto.
- Trabajar y manipular los elementos del sistema con precaución, debido a que se pueden producir accidentes laborales por la alta temperatura que sale la palanquilla del horno o por los elementos de transmisión mecánica de los caminos de rodillos.

VI. REFERENCIAS

- [1] J. Enríquez Berciano, Tecnología del acero IV, Madrid: Cedel, 2010, pp. 26.
- [2] J. Enríquez Berciano, Tecnología del acero II, Madrid: Cedel, 2010, pp. 25.
- [3] V. Tselikov y V. Smirnov, Trenes de laminación, Madrid: Urmo, 1975, pp. 345 – 358.
- [4] R. Mott, Diseño de elementos de máquinas, 4ª ed, México: Prentice-Hall, 2006, pp. 104 - 611.
- [5] Conceptos básicos sobre diseño de máquinas, Universidad Tecnológica de Pereira, 2011.

- [6] Componentes de un sistema, [En línea]. Available:<https://www.automationdirect.com/static/manuals/surestepmanualsp/appxa.pdf>.
- [7] Fide - Cnee, Ahorro de energía mediante motores eléctricos de inducción de alta eficiencia, Marzo 2010. [En línea]. Available:[http://www.cnee.gob.gt/EficienciaEnergetica/FIDE/004%20M%C3%B3dulo%20IV%20\(AEE%20Motores%20de%20Inducci%C3%B3n\).pdf](http://www.cnee.gob.gt/EficienciaEnergetica/FIDE/004%20M%C3%B3dulo%20IV%20(AEE%20Motores%20de%20Inducci%C3%B3n).pdf).
- [8] Micro, Cilindros neumáticos, [En línea]. Available: <http://www.microautomacion.com/catalogo/Actuadores.pdf>.
- [9] Siemens, Variadores de velocidad Sinamics, [En línea]. Available:<https://www.industry.siemens.com/home/aa/es/ecuador/Documents/Articulo%20variador%20de%20velocidad%20Siemens.pdf>.
- [10] J. Roldán, Motores Eléctricos, 1ª ed, Madrid: Paraninfo, 1992, pp. 47 - 48.

prácticas pre profesionales en la Empresa Eléctrica Ambato S.A. (E.E.A.S.A.) – Central Térmica Lligua y Central Hidroeléctrica La Península. De 2013 a 2014 fue pasante en Novacero S.A Planta – Lasso en el área de laminación donde realizó su proyecto de titulación de Ingeniero en Electromecánica.

BIOGRAFÍA



Edisson Chagcha nació en Ambato – Ecuador, el 11 de enero de 1991. Cursó sus estudios secundarios en el Instituto Tecnológico Rumiñahui, en donde obtuvo el título de Bachiller especialización Físico Matemáticas. Recibió el grado de Ingeniero en Electromecánica por la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE

extensión Latacunga, en 2014. De 2012 a 2013 realizó sus prácticas profesionales en la Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC) – Unidad de Negocio Hidroagoyán. De 2013 a 2014 fue pasante en Novacero S.A Planta – Lasso en el área de laminación donde realizó su proyecto de titulación de Ingeniero en Electromecánica. Asistente de Jornadas Nacionales de Ingeniería Electromecánica Latacunga – Ecuador, en 2010, Jornadas Técnicas Halliburton Quito – Ecuador, en 2012.



Juan Daniel Vega Raza nació en Ambato – Ecuador, el 15 de Agosto de 1982. Cursó sus estudios secundarios en el Instituto Técnico Superior Bolívar, en donde obtuvo el título de Bachiller en Ciencias Especialización Físico Matemáticas. Recibió el grado de Ingeniero en Electromecánica por la Universidad de las Fuerzas Armadas –

ESPE extensión Latacunga, en 2014. De 2003 a 2008 se enlistó como soldado activo en el Ejército de Estados Unidos (U.S.ARMY) como Mecánico Reparador de Equipos Generadores de Energía (52D, Power Generation Equipment Repairer), sirvió en Irak en las operaciones “Liberación Irak III” de Enero 2005 a Diciembre 2005 y “Liberación Irak V” de Enero 2007 a Marzo 2008. Se separó del ejército con baja Honorable y con Grado de Especialista. En el 2013 realizó sus