



**Diseño, construcción e implementación de un sistema continuo de gofrado de foil
de aluminio para el área de laminación de la empresa Imptek Chova del Ecuador
S.A.**

Palacios Sanguano, Milton Steven y Paladines Muñoz, Arleth Sofía

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera Ingeniería en Mecatrónica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica

Ing. Lara Padilla, Hernán Vinicio PhD.

09 de febrero de 2022



Trabajo_Titulacion_Palacios-Milton_Paladines-Arleth.pdf

Scanned on: 18:49 February 7, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	113
Words with Minor Changes	13
Paraphrased Words	14
Ommited Words	0



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**Diseño, construcción e implementación de un sistema continuo de gofrado de foil de aluminio para el área de laminación de la empresa Imptek Chova del Ecuador S.A.**” fue realizado por los señores **Palacios Sanguano Milton Steven** y **Paladines Muñoz, Arleth Sofía**; el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 8 de febrero del 2022.

Firma:



Ing. Lara Padilla, Hernán Vinicio PhD.

C.C. 0603247362



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

Nosotros, **Palacios Sanguano Milton Steven** y **Paladines Muñoz Arleth Sofia**, con cédulas de ciudadanía N°1723927941 y N° 1716840739, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: "Diseño, construcción e implementación de un sistema continuo de gofrado de foil de aluminio para el área de laminación de la empresa **Imptek Chova del Ecuador S.A**" es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 8 de febrero del 2022

Firmas

.....
Palacios Sanguano Milton Steven

C.C: 1723927941

.....
Paladines Muñoz Arleth Sofia

C.C: 1716840739



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Nosotros, Palacios Sanguano Milton Steven y Paladines Muñoz Arleth Sofía, con cédulas de ciudadanía N°1723927941 y N° 1716840739, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: "Diseño, construcción e implementación de un sistema continuo de gofrado de foil de aluminio para el área de laminación de la empresa Imptek Chova del Ecuador S.A" en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 8 de febrero del 2022

Firmas

Palacios Sanguano Milton Steven

C.C:1723927941

Paladines Muñoz Arleth Sofía

C.C: 1716840739

Dedicatoria

Dedico este trabajo a Dios que ha sido el sostén en mi vida. De igual forma a mi familia, a mi madre Silvia, mi hermana Eve, mi hermana Stefi y mi cuñado Jose que son aquellas personas que pueden apreciar el resultado de su apoyo incondicional durante todos los momentos de cansancio, estrés y desvelo en mi estancia universitaria, su aliento siempre fue una motivación a dar mucho más y en las que tengo toda mi gratitud y cariño porque todo lo que he llegado y llegaré a ser se los debo a ellas.

Palacios Sanguano, Milton Steven

En primer lugar, dedico este logro a Dios por estar junto a mí siempre, a mi abuelita Marietita que desde el cielo me envía cada día su bendición y cobijo, porque en cada paso siempre sé que está conmigo. A mis padres Holger y Sila quienes han sido mi fuente inagotable de amor y apoyo ya que, con su ejemplo constante de responsabilidad, esfuerzo y trabajo duro me han permitido cumplir esta meta. A mi querida hermana Camila por siempre creer en mí, motivarme y apoyarme en cada momento.

Paladines Muñoz, Arleth Sofía

Agradecimientos

Mi dedicatoria y agradecimiento están plasmados a mi familia, quiénes han tenido la paciencia para ser un apoyo emocional, mental y económico en todo este trayecto, sobre todo ser un ejemplo del tipo de persona que quiero ser en el ámbito profesional y humano, si bien he conseguido un logro dentro de uno de esos ámbitos sé que su apoyo permitirá que llegue a ser la mejor versión en cada uno de los demás.

Agradezco al equipo de Operaciones de Imptek, Karo, Kari, Juanpa, Daya, David, Andrés, Jaimito, Pato, Manolo y Alex, quienes formaron un ambiente cómodo y amigable durante el desarrollo de este proyecto, me integraron a este grupo y guardo un gran cariño, pero sobre todo a Jeff y Dianita por su apoyo, su guía, su ánimo y su conocimiento en este largo período y quienes más que mis jefes son mis amigos.

A mi amiga Arleth quien ha palpado mi sentimiento durante toda la carrera y en el desarrollo de este trabajo, me alegra mucho poder compartir esta meta y uno de muchos objetivos más a su lado, agradezco también su apoyo para fomentar seguridad y confianza. Estoy muy orgulloso en la ingeniera y mujer que te has convertido.

A Fer quien durante estos meses en Imptek ha sido un gran apoyo anímico y en quien he encontrado una amiga en los momentos tanto tristes como alegres.

A Alekz, Kevin, Pool, Juanpa, Juanito, Guillo, Joel, Joe, Jean, Andrés, André y Leo, quienes forman mi grupo de amigos y han sido una parte crucial durante todo este trayecto, estoy realmente agradecido con sus ocurrencias, consejos y experiencias.

Agradezco a la Universidad de las Fuerzas Armadas y en especial a nuestro tutor Hernán Lara quien ha estado presto a solventar cualquier duda e inquietud durante el desarrollo de nuestra tesis, su vocación de enseñanza ha sido un gran apoyo.

Palacios Sanguano, Milton Steven

Mi agradecimiento a Dios, por darme la sabiduría, madurez e inteligencia necesaria para culminar esta meta tan añorada. A mis padres Holger y Sila por nunca rendirse pese a que las situaciones se pusieran difíciles, su gran valentía, constancia y amor me han servido de ejemplo para convertirme en la mujer y profesional que soy. A mi hermana Camila, por su apoyo infinito, por nunca dudar de mis capacidades, por cada sonrisa y felicidad que trae a mi vida.

A mi primo Sócrates, por ser una figura constante, de protección, cariño y alegría. A mis tíos Bersi, Sandro, Amparito, Marilú y Zoila por siempre estar pendientes de mí y de mi familia, por enseñarme a tener un corazón noble y fuerte y por cada consejo.

Agradezco a la Universidad de las Fuerzas Armadas –ESPE por permitirme formar en su establecimiento como Ingeniera Mecatrónica. Un agradecimiento especial al Ing. Hernán Lara PhD. por su guía y consejos en cada etapa de este proyecto de titulación, gracias por su tutela, apoyo y paciencia.

Agradezco a la empresa Impetek Chova del Ecuador S.A por confiar en nuestro potencial para realizar este proyecto en sus instalaciones, un agradecimiento especial para el área de mantenimiento y proyectos por su guía técnica constante y por toda la experiencia al trabajar junto a su gran personal.

A André por creer en mí y en mis capacidades, por motivarme a ir por más, por siempre estar dispuesto a ayudarme, por su amor y mucha paciencia.

A mi querido amigo Steven, el cual desde el día que lo conocí no ha dejado de ser una bonita coincidencia, gracias por la paciencia, apoyo y por siempre poner todo de ti por este proyecto. A mi grupo de amigos de la U por siempre sacarme una sonrisa.

Paladines Muñoz Arleth Sofía

Índice de Contenidos

Portada.....	1
Dedicatoria	6
Agradecimientos	7
Índice de Contenidos	9
Índice de Tablas.....	15
Índice de Figuras	17
Resumen.....	23
Abstract	24
CAPÍTULO I Introducción	25
Antecedentes	25
Justificación e Importancia	27
Alcance del Proyecto	31
Objetivos	37
Objetivo General	37
Objetivos Específicos.....	37
CAPÍTULO II Revisión de Literatura Técnica.....	38
Asfalto 38	
Láminas.....	38
Láminas Asfálticas (INEN).....	39
Láminas Asfálticas cubiertas de Aluminio (INEN).....	39
Uso de láminas asfálticas	40
Efectos de la humedad en ambiente y edificaciones	42
Ficha técnica de las láminas asfálticas	42

Tipos de láminas asfálticas existentes para construcción en el mercado	42
Mercado ecuatoriano.....	42
Mercado regional Latinoamericano.....	43
Ventajas del uso de láminas asfálticas.....	44
Procedimiento	45
Bobinado	45
Materia Prima	45
Desbobinado	47
Gofrado	47
Control de Tensión.....	49
Métodos	49
Componentes	52
Sincronización de motores.....	53
Métodos	53
Actuadores.....	55
Sistema de Alineación	56
Métodos	56
Sensores para Sistemas de Guiado	59
Consideraciones y Características.....	61
Actuadores.....	63
Servomotor	63
Motor de pasos.....	63
Sistemas de Control Industrial	64
Componentes mecánicos.....	66
Rodillo.....	67

Partes	67
Juntas empernadas.....	68
Flecha.....	69
Capítulo III Diseño y Construcción	70
Metodología	70
Ingeniería de Requisitos.....	71
Requerimientos y Parámetros de Diseño.....	71
Solución tradicional vs nuevos enfoques	75
Requisitos de Calidad y producción	80
Requisitos para los costos de desarrollo y fabricación	81
Especificación	81
Requerimientos y Limitaciones.....	85
Diseño	86
Sistema de Gofrado en Línea.....	86
Sistema estructural: Bastidor deslizante.....	86
Cálculo de cargas superficiales.....	89
Análisis estructural con áreas tributarias.....	93
Cargas Lineales	93
Simulación y validación	97
Sistema estructural: Plataforma fija	100
Conceptualización	101
Cargas superficiales en plataforma.....	102
Cargas lineales en plataforma	102
Simulación.....	104
Sistema estructural: Barandales.....	110

Sistema estructural: Placas base	112
Sistema estructural: Plancha antideslizante.....	116
Diseño mecánico de ejes.....	126
Sistema sincronización: Rodillo Motriz	126
Sistema de desbobinado: Rodillo superior	131
Sistema de desbobinado: Rodillo inferior	137
Sistema control de tensión: Rodillo celda de carga.....	139
Sistema de gofrado: Rodillo gofrador	141
Sistema de gofrado: Rodillo de presión	143
Brida rodillo presión	147
Sistema de Alineación: Rodillo motriz.....	154
Diseño del sistema de alineación	156
Diseño de tornillo y tuerca de potencia del sistema de alineación.....	158
Criterio de desgaste	163
Selección caja de reducción	165
Requerimientos.....	166
Diseño Eléctrico y electrónico	168
Módulo de sincronización de motores	168
Selección de componentes	168
Sincronización de motores.....	171
Esquema de funcionamiento.....	171
Sistema de control de tensión	180
Celda de carga	180
Freno neumático.....	181
Calibración del tablero de control de tensión.....	182
Sintonización del controlador	182

Desarrollo de diseño experimental.....	185
Capítulo IV CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA.....	187
Documentación para la manufactura	187
Construcción	187
Módulo estructural.....	187
Módulo de desbobinado.....	188
Módulo de gofrado	189
Módulo de alineación	190
Módulo de control de tensión.....	191
Módulo de sincronización	193
Módulo de alineación	193
Estudio de desalineación en Alumband Ochre.....	197
Aluminio mate	198
Pruebas.....	200
Pruebas de gofrado en línea y sincronización	200
Prueba 1	201
Análisis de resultados.....	204
Prueba con constantes sintonizadas.....	209
Análisis del Diseño experimental.....	210
Capítulo V Análisis Económico Financiero	215
Inversión para equipos y materiales.....	215
Módulo estructural.....	215
Módulo de desbobinado.....	215
Módulo de gofrado	216
Módulo de alineación	217

Módulo de control de tensión.....	218
Módulo de sincronización	218
Inversión en mano de obra directa.....	219
Análisis de gofrado en línea	220
Capítulo VI Conclusiones y Recomendaciones	224
Conclusiones.....	224
Recomendaciones	226
Capítulo VII Bibliografía	228

Índice de Tablas

Tabla 1 Desperdicios de material en el proceso actual.....	28
Tabla 2 Ventas proyectadas de nueva variedad de Alumband Ochre.....	30
Tabla 3 Láminas asfálticas producidas en Imptek Chova del Ecuador S.A en Línea de Laminación N°2.....	41
Tabla 4 Requerimientos de la Máquina	71
Tabla 5 Características Técnicas.....	72
Tabla 6 Simbología para matriz QFD	72
Tabla 7 Ponderación de requerimientos para el sistema de gofrado en línea	74
Tabla 8 Matriz de selección de conceptos.....	78
Tabla 9 Rúbrica para matriz de evaluación de conceptos	79
Tabla 10 Requisitos generales del sistema de gofrado en línea	85
Tabla 11 Cargas lineales en vigas de bastidor.....	94
Tabla 12 Cargas puntuales para elementos de deslizamiento en bastidor	97
Tabla 13 Cargas lineales en plataforma estructural.....	104
Tabla 14 Análisis de placas base para plataforma usando IDEASTatica	113
Tabla 15 Tensión Efectiva.....	127
Tabla 16 Factor K para rodillo motriz.....	128
Tabla 17 Carga resultante para el rodillo motriz.....	129
Tabla 18 Ancho de rodillo.....	130
Tabla 19 Cargas del eje	130
Tabla 20 Factor de confiabilidad CR.....	136
Tabla 21 Resumen de datos para el diseño del eje superior	136
Tabla 22 Resumen de datos para el diseño del eje inferior	138
Tabla 23 Resumen de datos para el diseño del eje de rodillo de celda	140
Tabla 24 Resumen de datos para el diseño del eje gofrador	142

Tabla 25	Resumen de datos para el diseño del rodillo de presión.	145
Tabla 26	Resumen de datos para el diseño del eje del rodillo motriz	155
Tabla 27	Requisitos de diseño para tuerca y tornillo de potencia.....	158
Tabla 28	Tabla de datos de los motores.....	175
Tabla 29	Ecuaciones por tramos para sincronización.....	179
Tabla 30	Datos de tensión tomados con las constantes del controlador por default. ..	183
Tabla 31	Factores y niveles para la sintonización de controlador	184
Tabla 32	Resultados de experimento para la sincronización.....	184
Tabla 33	Factores y niveles para modelo Taguchi.....	186
Tabla 34	Resumen de datos de desalineación Aluminio Ochre	197
Tabla 35	Reducción de tiempo de producción con el sistema de gofrado	205
Tabla 36	Resumen de reducción de desperdicio.	207
Tabla 37	Resultados obtenidos con sintonización de constantes.....	209
Tabla 38	Datos obtenidos del diseño experimental.....	210
Tabla 39	Costo de mano de obra directa	219
Tabla 40.	Resultados económicos de sistema de gofrado en línea	220
Tabla 41.	Reducción de costos en maquinaria, mano de obra y desperdicios	221
Tabla 42	Determinación de los indicadores económicos	222

Índice de Figuras

Figura 1 Productos fabricados en Línea de laminación 2 de Imptek Chova del Ecuador S.A.....	25
Figura 2 Esquema de funcionamiento de la línea de Laminación N°2.....	26
Figura 3 Layout con propuesta de solución	31
Figura 4 Bancada deslizante montada en estructura metálica con barandales.....	32
Figura 5 Sistema de rodillos gofrado continuo.....	33
Figura 6 Ensamblaje mecanismo gofrador general	34
Figura 7 Detalle de flecha de rodillo gofrador y rodillo de presión.....	34
Figura 8 Asignación de sensores y actuadores a implementar	35
Figura 9 Sistemas de control a implementar.....	36
Figura 10 Composición de una lámina asfáltica	39
Figura 11 Líneas de producción Imptek Chova del Ecuador S.A.....	43
Figura 12 Composición de Lámina asfáltica protegida por aluminio de Imperplast - Chile	44
Figura 13 Bobina cónica.....	46
Figura 14 Foil con arrugas.....	46
Figura 15 Foil oxidado	47
Figura 16 Aluminio gofrado.....	48
Figura 17 Sistema de lazo con Rodillo Danzarín (Dancer) en mecanismo pivotante ...	49
Figura 18 Sistema de lazo con Rodillo Danzarín (Dancer) en mecanismo lineal.	49
Figura 19 Control de tensión con uso de celda de carga	52
Figura 20 Partes de un freno neumático.	52
Figura 21 Lazo Cerrado para Control Maestro-Esclavo	54
Figura 22 Bastidor de guía de pivote descentrado	56
Figura 23 Sistema de Alineación OPG.....	57

Figura 24	Esquema de funcionamiento sistema de guiado para des bobinado.....	58
Figura 25	Vista frontal del sistema de alineación, movimiento lateral.....	58
Figura 26	Falla de bobinado.....	59
Figura 27	Configuraciones de sensores para sistemas de Guiado de Láminas.....	62
Figura 28	Motor a Pasos.....	64
Figura 29	PLC WAGO 750-881, con módulos de entrada y salidas digitales.....	65
Figura 30	Tipos de tornillo de potencia	66
Figura 31	Partes de un rodillo.....	68
Figura 32	Junta atornillada.	68
Figura 33	Metodología aplicada en el sistema de gofrado en línea.....	70
Figura 34	Casa de la calidad para el sistema de gofrado en línea.....	73
Figura 35	Solución tradicional	75
Figura 36	Alternativa de solución 1	76
Figura 37	Alternativa de solución 2	77
Figura 38	Alternativa de solución 3	77
Figura 39	Dimensiones a ocupar por estructura	80
Figura 40	Diagrama Funcional de gofrado en línea.....	82
Figura 41	Módulos del proyecto de gofrado en línea.....	83
Figura 42	Descomposición física del sistema de gofrado en línea.....	83
Figura 43	Ubicación de la celda de carga según fuerza resultante.....	86
Figura 44	Vista superior de Bastidor deslizante y estructura de soporte	87
Figura 45	Vista lateral de Bastidor deslizante y estructura de soporte	87
Figura 46	Fases contempladas en bastidor deslizante.....	88
Figura 47	Catálogo tubo estructural cuadrado en acero negro	89
Figura 48	Área ocupada por fase de desbobinado.....	90
Figura 49	Área ocupada por sección de control de tensión.....	91

Figura 50 Área ocupada por sección de gofrado	92
Figura 51 Área contemplada para cada carga superficial	93
Figura 52 Fuerzas de impacto vertical y lateral	95
Figura 53 Distribución de soportes deslizantes para cargas puntuales	96
Figura 54 Sección extruida del material simulado	98
Figura 55 Cargas muertas puntuales y lineales asignadas al bastidor	98
Figura 56 Carga viva lineal asignada a viga	99
Figura 57 Cargas puntuales soportadas por los elementos deslizantes	99
Figura 58 Deformaciones en bastidor deslizante	100
Figura 59 Concepto de plataforma estructural	101
Figura 60 Áreas tributarias en plataforma	103
Figura 61 Ubicación de las garruchas en configuración -100[mm]	105
Figura 62 Cargas vivas puntuales y distribuidas en plataforma para configuración -100 [mm]	105
Figura 63 Cargas muertas puntuales en plataforma para configuración -100 [mm]	106
Figura 64 Deformaciones en plataforma para configuración -100 [mm]	106
Figura 65 Ubicación de las garruchas en configuración +100[mm]	108
Figura 66 Cargas vivas puntuales y distribuidas en plataforma para configuración +100 [mm]	108
Figura 67 Cargas muertas puntuales en plataforma para configuración +100 [mm] ...	109
Figura 68 Conceptualización de sistema de barandas	110
Figura 69 Cargas puntuales aplicadas a barandas	111
Figura 70 Deformaciones de barandas	111
Figura 71 Deformación del pedazo de plancha de acero de gofradora, sin apoyo	117
Figura 72 Desplazamiento plancha de acero de gofradora, con apoyo	117
Figura 73 Desplazamiento plancha de acero derecho sin apoyo	118

Figura 74	Desplazamiento de la plancha de acero derecha, con apoyo.....	119
Figura 75	Desplazamiento plancha de acero izquierda sin apoyo	120
Figura 76	Desplazamiento plancha de acero izquierda, con apoyo	122
Figura 77	Desplazamiento pedazo de plancha de acero para la bobina	124
Figura 78	Desplazamiento pedazo voladizo	124
Figura 79	Fuerzas aplicadas al rodillo superior plano ZX.....	131
Figura 80	Fuerzas ejercidas en el plano YX – rodillo superior	132
Figura 81	Diagrama de cortantes plano YX – rodillo superior	132
Figura 82	Diagrama de momentos plano YX- rodillo superior	133
Figura 83	Diagrama de momentos plano ZX- rodillo superior	133
Figura 84	Diagrama de cortantes plano ZX – rodillo superior	134
Figura 85	Resistencia básica de fatiga para diseño de ejes.....	135
Figura 86	Factor de tamaño Cs	135
Figura 87	Fuerzas aplicadas al rodillo inferior plano ZX.....	137
Figura 88	Fuerzas ejercidas en el plano YX – rodillo inferior	137
Figura 89	Fuerzas aplicadas plano ZX – Rodillo CC	139
Figura 90	Fuerzas aplicadas plano YX – Rodillo CC	139
Figura 91	Fuerzas aplicadas al rodillo gofrador plano ZX	141
Figura 92	Fuerzas aplicadas al rodillo de presión plano ZX.....	144
Figura 93	Fuerzas ejercidas en el plano YX – rodillo de presión	144
Figura 94	Tamaño de chaveta vs diámetro del eje	146
Figura 95	Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero	148
Figura 96	Fuerzas cortantes primarias.....	149
Figura 97	Fuerzas cortantes secundarias	150
Figura 98	Ubicación de cada perno en la brida.	152
Figura 99	Fuerzas aplicadas al rodillo motriz plano ZX	154

Figura 100	Fuerzas aplicadas al rodillo motriz plano YX.....	154
Figura 101	Línea de referencia para el sistema de alineación.	156
Figura 102	Bastidor deslizante vista superior	157
Figura 103	Distribución de cada garrucha y su denominación.....	159
Figura 104	Diámetros estandarizados de tornillo de potencia trapezoidal tipo ACME.	160
Figura 105	Factor de servicio para caja reductora.....	167
Figura 106	Fuerzas presentes en Rodillo Motriz	169
Figura 107	Esquema de conexión del sistema de sincronización de motores.....	171
Figura 108	Sistema de transmisión para el motor de tina de laminación.....	173
Figura 109	Sistema de transmisión para el motor esclavo.	173
Figura 110	Relación frecuencia- velocidad lineal del motor tina	176
Figura 111	Relación frecuencia- velocidad lineal del motor esclavo	177
Figura 112	Resultado preliminar de la sincronización de motores.	178
Figura 113	Resultado final de la sincronización de motores.	180
Figura 114	Celda de carga para rodillos	181
Figura 115	Gráfica torque- presión freno neumático	182
Figura 116	Gráfica de efectos principales para medias para la sintonización	185
Figura 117	Construcción de la estructura	187
Figura 118	Construcción de la estructura del sistema de gofrado	188
Figura 119	Plataforma implementada por completo.	188
Figura 120	Montaje y construcción del módulo de des bobinado.....	189
Figura 121	Construcción e implementación del sistema de gofrado	190
Figura 122	Construcción e implementación del módulo de alineación	191
Figura 123	Tablero de control de tensión montado	192
Figura 124	Construcción e implementación del módulo de control de tensión	192
Figura 125	Construcción e implementación del módulo de sincronización.....	193

Figura 126 Modelo CAD de trabajo de titulación	195
Figura 127 Trabajo de titulación implementado y en producción	195
Figura 128 Sensor de alineación SE-22.....	196
Figura 129 Carta de control I- MR para aluminio ochre.....	199
Figura 130 Carta de control I- MR para aluminio mate.....	200
Figura 131 Prueba N°1 de sincronización – Velocidad lineal de motor de tina y rodillo anclado a motor esclavo.....	202
Figura 132 Rollo de Alumband doble mástico sin sincronización	203
Figura 133 Rollo de Alumband doble mástico con sincronización	203
Figura 134 Velocidades lineales sincronizadas de rodillo esclavo y rodillos de tina de laminación.....	203
Figura 135 Efecto del sistema de gofrado en producción en línea N°2.....	206
Figura 136 Reducción en el tiempo de producción al implementar el sistema de gofrado.	206
Figura 137 Comparativa de producción en Alumband y Asfalum antes y después del sistema de gofrado en línea	208
Figura 138 Reducción de desperdicio una vez aplicado el sistema de gofrado.	208
Figura 139 Gráfica de efectos principales para Medias para espesor de lámina	211
Figura 140 Análisis de Varianza de Medias para espesor.....	211
Figura 141 Valores predictivos con distintas configuraciones de nivel para espesor .	212
Figura 142 Gráfica de efectos principales para Medias para textura de lámina	213
Figura 143 Análisis de Varianza de Medias para textura	213
Figura 144 <i>Valores predictivos con distintas configuraciones de nivel para textura...</i>	214

Resumen

Imptek Chova del Ecuador S.A es una empresa dedicada a la manufactura de productos impermeabilizantes, una de sus líneas de laminación se encarga de producir láminas asfálticas con protección de aluminio, esta materia prima necesita un proceso de manufactura previo al proceso de laminación el cual se denomina gofrado.

El mantener el proceso de gofrado separado del proceso de laminación presenta inconvenientes en los tiempos de producción, generación de desperdicios, flexibilidad de productos y cantidad de personal requerido lo cual evita la optimización del proceso.

En este proyecto se realiza el sistema de gofrado en línea, este permite unir el proceso de gofrado con el proceso de laminación. El sistema conduce la lámina de foil de aluminio liso a través de un sistema de rodillos que tensan y marcan un patrón que le otorga relieve a la misma para facilitar la adherencia de mástico en los productos.

Mediante diseño mecánico y de automatización se construye e implementa el sistema conformado por los módulos de desbobinado, control de tensión, alineación, sincronización de motores y gofrado, todos estos bajo los requerimientos planteados por la empresa. Con el fin de validar el proceso se realiza un diseño experimental para encontrar puntos de operación óptimos.

La implementación de un sistema continuo incrementa la productividad superior al 4% junto con una reducción de desperdicios al 0.6% del peso de la carga, estas optimizaciones se traducen en un ahorro económico anual significativo.

PALABRAS CLAVE:

- 1. GOFRADO**
- 2. FOIL DE ALUMINIO**
- 3. LÁMINA IMPERMEABILIZANTE**
- 4. MÓDULOS**
- 5. DESPERDICIO**

Abstract

Imptek Chova del Ecuador SA is a company dedicated to the manufacture of waterproofing products, one of its lamination lines is responsible for producing asphalt sheets with aluminum protection, this raw material needs a manufacturing process prior to the lamination process which is called embossing.

Keeping the embossing process separate from the lamination process presents drawbacks in production times, generation of waste, little product flexibility and the number of personnel required, which prevents optimization of the process.

In this project, the online embossing system is carried out, this allows joining the embossing process with the lamination process. The system drives the smooth aluminum foil sheet through a system of rollers that tighten and mark a pattern that gives it relief to facilitate the adherence of mastic to the products. Through mechanical and automation design, the system is built and implemented, made up of the unwinding, tension control, alignment, motor synchronization and embossing modules, all of these under the requirements set by the company. In order to validate the process, an experimental design is carried out to find optimal operating points.

The implementation of a continuous system increases productivity by more than 4% together with a reduction of waste to 0.6% of the weight of the load, these optimizations translate into significant annual economic savings.

KEYWORDS:

1. ENGRAVING

4. MODULES

2. ALUMINUM FOIL

5. WASTE

3. WATERPROOFING SHEET

CAPÍTULO I

Introducción

Antecedentes

El proceso de elaboración de láminas asfálticas se realiza en dos líneas de producción, diferenciándose por la protección de las láminas base donde se impregnará el asfalto, en el caso de la línea de producción con protección de aluminio se tienen los productos Asfalum, Alumband y 5K en sus diferentes espesores.

En la Figura 1 se puede apreciar la capa de aluminio exterior que recubre la lámina, está no viene en una presentación totalmente lisa, esto se debe a que la lámina lisa de aluminio pasa por un proceso llamado gofrado, el que permite obtener los patrones registrados por la empresa en la lámina para brindar un mejor aspecto al producto y reducir de consumo de mástico.

Figura 1

Productos fabricados en Línea de laminación 2 de Imptek Chova del Ecuador S.A.



Nota. Imágenes obtenidas de (Imptek Ecuador, 2021)

El proceso con el que actualmente cuenta la empresa mantiene separada el área de gofrado como se puede apreciar en la Figura 2, el proceso de gofrado comienza con la bobina lisa de aluminio que pasa por un sistema rodillos hasta llegar al rodillo patrón que junto al rodillo de goma y con la suficiente presión implantan el patrón en la lámina lisa y así se obtiene una lámina gofrada que vuelve a ser bobinada en un nuevo eje motorizado, todo este proceso es controlado por un operador tanto para el control de velocidad de las bobinas como su alineación, carga y descarga.

Figura 2

Esquema de funcionamiento de la línea de Laminación N°2



Nota. Imagen obtenida de (Imptek Ecuador, s.f.)

La bobina gofrada es almacenada para su posterior uso en la línea continua de producción de lámina asfáltica, esta inicia en el “Carro de Polietileno y Foil” de la Figura 2. Esta sección cuenta con un freno neumático para control de tensión en la lámina, proceso realizado de manera manual por parte de un Operador denominado “laminador” y el uso de una perilla con indicador visual de acuerdo a su experiencia, a lo largo de la línea de producción, la lámina gofrada atraviesa varios rodillos hasta llegar a la zona donde se impregna el asfalto para después atravesar el sistema de enfriamiento que consiste en conducir la lámina por una serie de rodillos que están sumergidos en una piscina de agua; al salir de este tramo sigue por otras etapas como la estación de secado, compensadores, shock-absorber, y por último la máquina enrolladora.

Actualmente hasta la zona de enfriamiento se cuenta con un solo motor reductor, el cual transmite el movimiento a los rodillos mediante catalinas y cadenas.

Durante el proceso de desbobinado del foil de Aluminio gofrado se presenta deslizamiento de la lámina durante el movimiento de los rodillos por variaciones en la tensión de la misma, para solucionar ello, el operario maneja un sistema mecánico de alineación usando volante conectado al “Carro de Polietileno y Foil” con capacidad de deslizarse linealmente en ambos sentidos. Con el fin de ampliar la variedad de productos y optimizar tiempo, costo y desechos dicho proceso requiere el diseño y futura implementación de un sistema automático para el gofrado en línea.

Justificación e Importancia

Bobina Lisa: Bobina A Bobina Gofrada: Bobina B

Actualmente Imptek destina la línea de laminación 2 para ALUMBAND y ASFALUM, éstas son láminas auto adheribles y termo adheribles respectivamente con protección de foil de aluminio que otorgan características impermeables y altamente resistentes a condiciones climáticas. Sin embargo, se realiza en dos subprocesos, el primer subproceso comprende el desbobinado de la bobina A, seguido del gofrado y rebobinado de la bobina B para su transporte al segundo subproceso el cual se encarga de adición de mástico, al estar trabajando con dos subprocesos en distintas zonas no se contempla una optimización de la línea de impermeabilización total.

Cada bobina A tratada en la zona de gofrado actual produce alrededor de 2.5 bobinas B, al gofrar aumenta el espesor de cada bobina por lo cual es necesario producir 2.5 bobinas B a partir de una sola bobina A, para ello se requiere realizar pausas en las que el operador debe desmontar la Bobina B con el uso del teclé, adicionar contrapesos, centrar manualmente y con un carro de carga/descarga llevarla a la estantería de almacenamiento temporal.

Esto representa pausas del proceso entre ubicar las correas, sujetar la bobina, utilizar el teclé, reubicar en una tabla de soporte, conducir el montacargas, transportar a la estructura de almacenaje, centrar cada bobina B, ubicarle contrapeso manual e identificar el producto. Por otro lado, estas pausas del proceso pueden suprimirse al utilizarse la bobina A completa en el desarrollo de la línea de laminación que gofre, alinee y trabaje con la adición del asfalto de forma continua, así esos tiempos pueden ser optimizados en otras actividades, además se conseguiría un uso disminuido del teclé y montacargas, menos consumo de luz y por ende menor mantenimiento.

El hecho de tener dos procesos separados aumenta el desperdicio de material, pues para ambos procesos se realizan actividades como montaje de bobinas (A, B), su empalme y transporte, al realizarse estas actividades una vez en cada proceso necesariamente existen desperdicios que se especifican en la Tabla 1.

Tabla 1

Desperdicios de material en el proceso actual

Proceso	Material
Empalme	Cinta de embalaje
Empalme	Perdida de alrededor de 1m de lámina de aluminio por cada bobina empataada
Transporte	Uso de teclé y montacargas
Almacenamiento	Las bobinas gofradas deben sobre producirse como reserva para la línea 2.

Nota. Los detalles son utilizados en base al modelo TPS

Según (Díaz, 2009, p.17), el modelo TPS (Sistema de producción de Toyota) tiene como el corazón de su modelo a las personas y los equipos auto gestionados, orientados a la mejora continua a través de la reducción del despilfarro (se considera despilfarro a la sobreproducción, esperas, transportes, sobre procesar, exceso de inventario, movimientos innecesarios y defectos).

Si bien al realizar los dos procesos a la par en diferentes estaciones no altera el tiempo de producción, sí se generan desperdicios que como explica TPS no pueden ser solo tangibles. El presente proyecto busca eliminar los desperdicios presentes en la Tabla 1, ya que al tener un proceso continuo se reducen tiempos de transporte, sobreproducción y de materiales al reducir al intercambio de bobinas gofradas a la mitad.

Así mismo, una de las ambiciones de la empresa es la incorporación de un nuevo producto, dicho producto contempla una modificación en el aspecto físico de la materia prima, siendo esta característica su color. Al añadir una capa de pintura en el foil de aluminio, su superficie tiene un comportamiento distinto ya que reduce su coeficiente de fricción, esto genera que aunque en el momento de gofrar no haya inconvenientes, cuando se enrolla la nueva bobina gofrada no se la pueda alinear y patine la bobina B o genere nuevos rollos cónicos que deben ser revisados y compactados por el operador, esto requiere de mayor atención al momento de trabajar con este nuevo material, en consecuencia, esto ha frenado su implementación en un largo período, pues no se tiene una alternativa para evitar este comportamiento.

Al trabajar como una línea continua, no van a presentarse problemas de concentricidad ni de desalineación del foil de aluminio, además que se optimizará el proceso actual de gofrado para mayor versatilidad y flexibilidad en la inclusión de nuevos productos con el fin de aumentar las variedades de la empresa.

Como se observa en la Tabla 2, se estiman las ventas de cada año del Alumband Ochre desde 2021 a 2025, estas ventas son ingresos adicionales que Imptek percibirá.

Tabla 2

Ventas proyectadas de nueva variedad de Alumband Ochre

Ventas de Nueva gama	4%	4%	5%	6%	7%
Alumband Ochre 2 mm	8973.984	11091.8448	16,662.23	23534.6784	31815.945
Alumband Ochre rollo 10 m2	2518.924	3052.9344	5,190.50	6228.5952	8256.78
Total anual	11492.908	14144.7792	21852.728	29763.2736	40072.725

Nota. Datos obtenidos de (Imptek Ecuador, s.f.)

Actualmente el control y regulación del freno al desbobinar se lo realiza de forma manual con la colocación de contra peso por parte de operadores, esto requiere una vigilancia constante en función del diámetro de la bobina y restringe el enfocar ese tiempo en otras actividades.

Para el rebobinado de la bobina B se trabaja de forma semi automática, pues el operador en base a su experiencia establece la frecuencia asociada a la velocidad del motor, mientras mayor tiempo se tiene bobinando el Aluminio gofrado se debe variar este valor, pues de lo contrario el rodillo seguidor asociado a rebobinar la bobina B genera vibraciones lo cual crea defectos de centrado que son difíciles de corregir y alinear en procesos futuros.

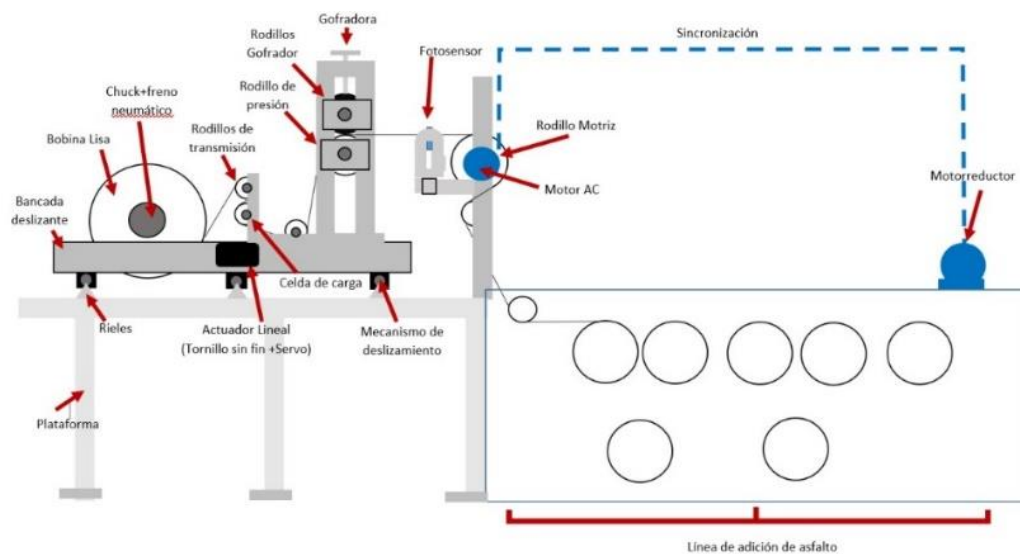
La solución no radica en simplemente unir ambos subprocesos actuales, es importante implementar un control y automatización que comprenda alinear la nueva lámina, regular el freno de desbobinado y mantener una velocidad constante en la misma. Al ser un producto de comercialización nacional con alta demanda por parte de clientes individuales y mayoristas, se debe garantizar la calidad de producción y por ello debe contemplar estándares de calidad que la empresa tiene, según la Norma INEN 2063 algunas de estas consideraciones deben enfocarse presentar un aspecto uniforme y carecer de defectos como agujeros, bordes gastados, grietas, hendiduras, etc.

Al unir el sistema de gofrado con el sistema de laminación continua, el montaje de una nueva bobina al inicio de la producción se mantiene, proceso que no altera las actividades del operario que actualmente labora en esta estación como “laminador”, la solución propuesta se puede observar en la Figura 3. Pese a que la empresa planifica mantener las instalaciones actuales para gofrar, el operador que labora en esta estación en los diferentes turnos ya no será requerido, a menos que se lo necesite en casos emergentes como fallas inesperadas en el sistema implementado.

Alcance del Proyecto

Figura 3

Layout con propuesta de solución



Nota. El esquema representa la línea de laminación N°2 con el nuevo sistema.

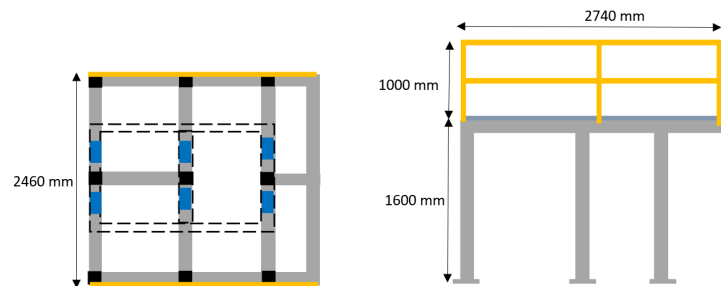
El alcance del proyecto de titulación contempla toda la maquinaria, estructura y programación necesaria para la producción de ALUMBAND, ASFALUM, Y 5K de manera continua en la ejecución de sus diversas fases, estas actividades comprenden:

1. Diseño y construcción de estructura de anclaje y bancada (Véase Figura 4):
 - a) Diseño mecánico de la plataforma y barandales.

- b) Diseño en software CAD de la plataforma y barandales.
- c) Simulación en software CAE de la plataforma y barandales.
- d) Diseño y simulación de la estructura de anclaje (placas base y pernos de anclaje) en software CAD/CAE.
- e) Diseño mecánico de la bancada deslizante.
- f) Diseño en software CAD de la bancada deslizante.
- g) Simulación en software CAE de la bancada deslizante.
- h) Construcción de la estructura metálica de plataforma y barandales
- i) Construcción de la estructura metálica correspondiente a la bancada deslizante.
- j) Montaje, nivelación y fijación de la estructura metálica.
- k) Diseño mecánico y selección del sistema de deslizamiento.

Figura 4

Bancada deslizante montada en estructura metálica con barandales



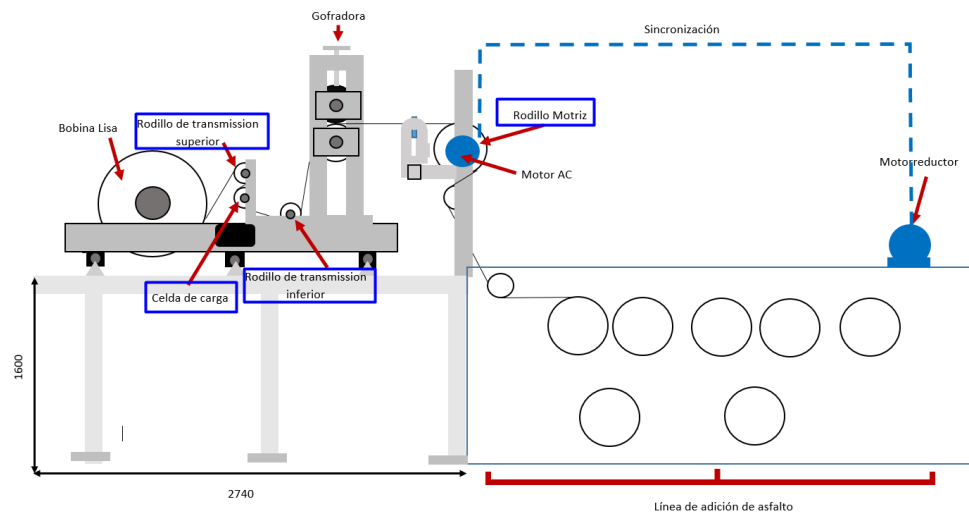
Nota. Son consideradas la vista lateral izquierda y superior.

2. Diseño, construcción y acoplamiento del sistema de rodillos (Véase Figura 5):
 - a) Distribución del sistema de rodillos en la plataforma deslizante.
 - b) Análisis mecánico de flechas y rodillos de transmisión.
 - c) Diseño mecánico de flecha y rodillo motriz.
 - d) Diseño en software CAD de flechas, rodillos, rodamientos y chumaceras.

- e) Obtención en software CAE de diagrama de momentos y cortantes en eje de rodillos de transmisión
- f) Montaje e implementación de flechas, rodillos, rodamientos y chumaceras.
- g) Diseño en software CAD de soporte para el sistema de rodillos
- h) Diseño y simulación de la estructura de anclaje (placas base y pernos de anclaje) con la bancada deslizante en software CAD/CAE.

Figura 5

Sistema de rodillos gofrado continuo



Nota. El trabajo de titulación a desarrollar está compuesto por 6 rodillos.

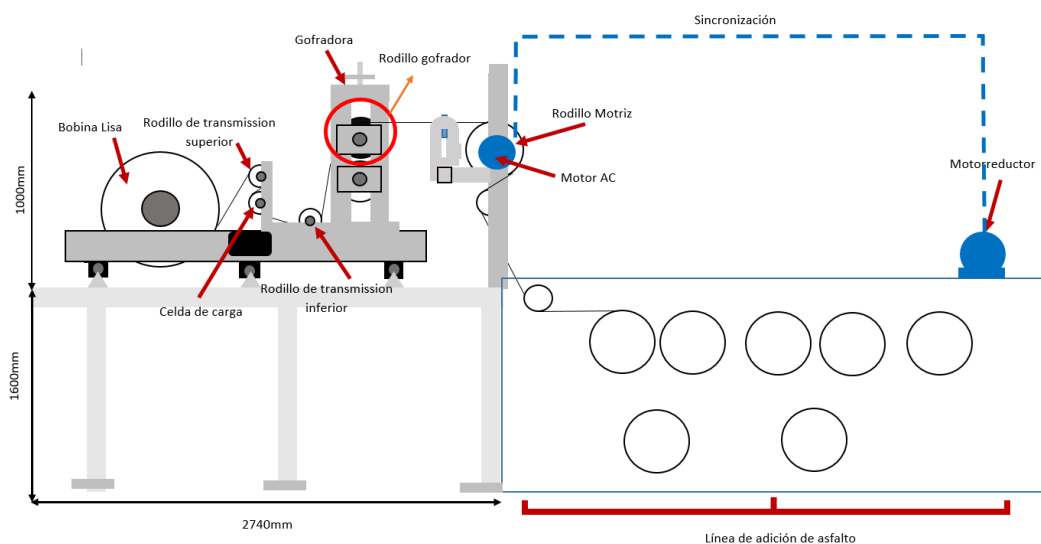
Diseño construcción y ensamblaje del mecanismo gofrador (Véase Figura 6 y Figura 7)

- a) Diseño mecánico de flechas para rodillo gofrador y rodillo de presión.
- b) Modelado en software CAD de flechas para rodillo gofrador y rodillo de presión.
- c) Obtención en software CAE de diagrama de cortante y momentos para flechas de rodillo gofrador y rodillo de presión.

- d) Diseño en software CAD de soporte para el mecanismo gofrador.
- e) Selección de mecanismo unión flecha- tambor del rodillo de presión y rodillo gofrador.
- f) Diseño y simulación de la estructura de anclaje (placas base y pernos de anclaje) con la bancada deslizante en software CAD/CAE.

Figura 6

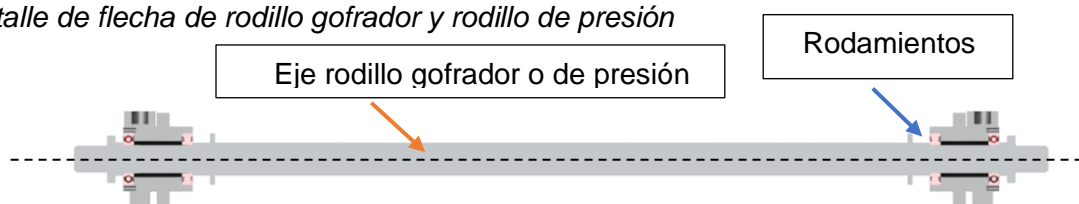
Ensamblaje mecanismo gofrador general



Nota. El ensamble comprende 4 módulos en un bastidor y 2 módulos separados.

Figura 7

Detalle de flecha de rodillo gofrador y rodillo de presión



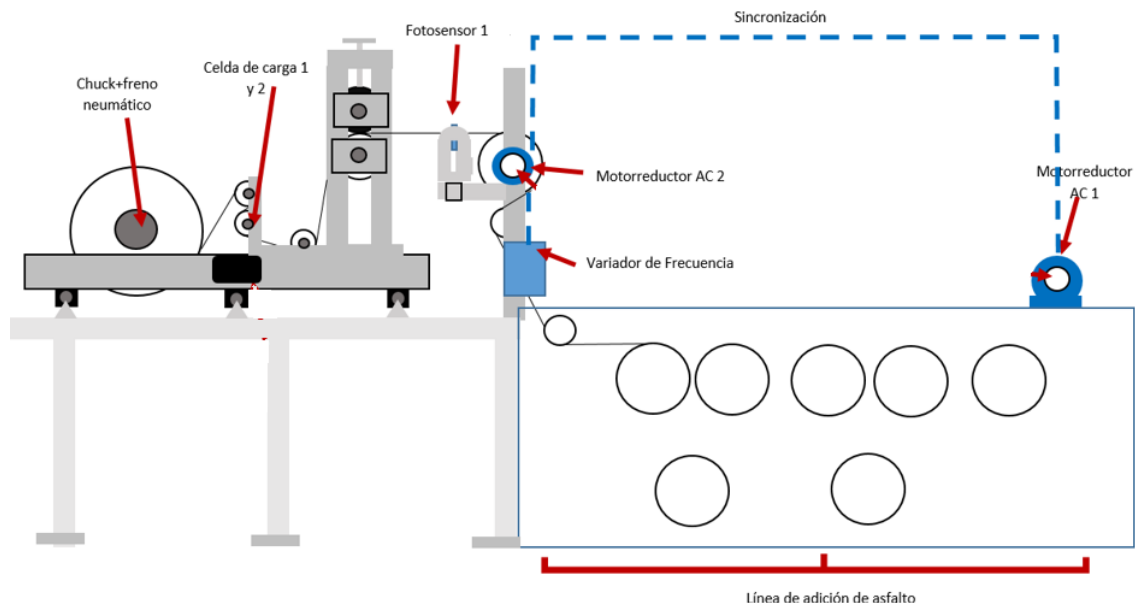
Nota. Vista de corte.

- 3. Selección y dimensionamiento de actuadores y sensores (Véase Figura 8)
 - a) Dimensionamiento y selección de celda de carga para sistema de tensión.
 - b) Dimensionamiento y selección de fotosensor para sistema de alineación.

- c) Selección de freno neumático para sistema de tensión.
- d) Dimensionamiento y selección de servomotor para sistema de alineación
- e) Selección del motor AC para el rodillo motriz.
- f) Selección del variador de frecuencia para motor del rodillo motriz.

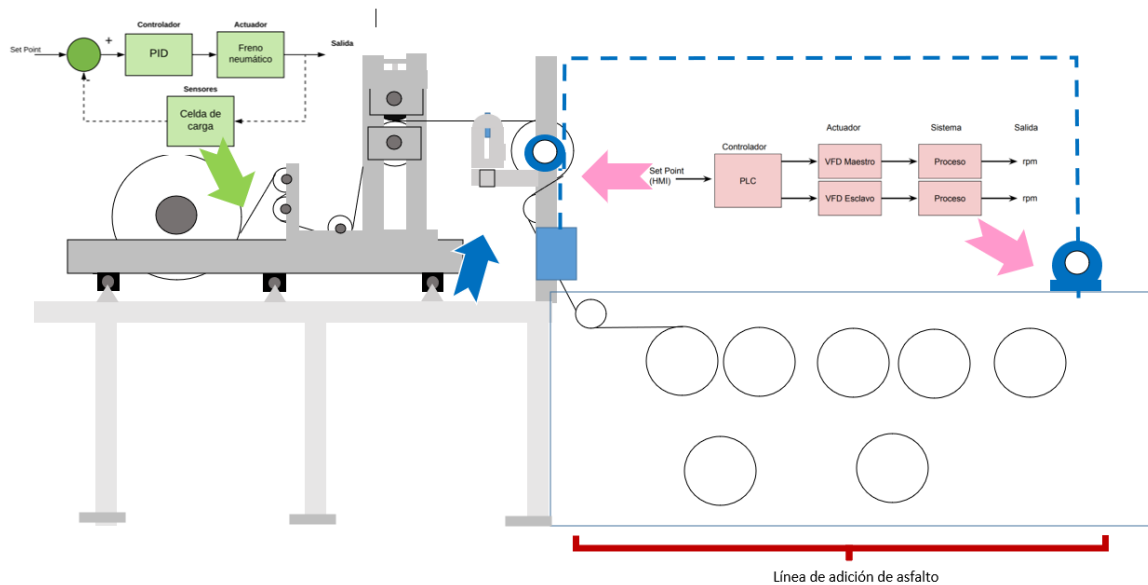
Figura 8

Asignación de sensores y actuadores a implementar



Nota. El fotosensor se montó únicamente para pruebas y validación debido a su costo, explicado en el desarrollo del trabajo.

- 4. Diseño e implementación del sistema de control (Véase Figura 9)
 - a) Selección de controlador para el sistema de control de tensión, sincronización de motores y sistema de control de alineación.
 - b) Implementación del lazo de control para la regulación de tensión.
 - c) Programación para la sincronización de motores.
 - d) Implementación de la programación para la sincronización de motores.
 - e) Implementación de la interfaz HMI para monitoreo y accionamiento de los sistemas de control.

Figura 9*Sistemas de control a implementar*

Nota. Control de tensión de DOUBLE E implementado y calibrado por parte de estudiantes.

5. Elaboración de un diseño experimental para evaluación de las condiciones óptimas de funcionamiento y confiabilidad del proceso.

La Figura 3 muestra una propuesta y esbozo 2D de la solución propuesta para el problema actual de la empresa, esta propuesta está sujeta a cambios y comprende las actividades indicadas para el alcance del proyecto.

Objetivos

Objetivo General

Diseñar, construir e implementar un sistema continuo de gofrado de foil de aluminio para el área de laminación de los productos Alumband y Asfalum en la empresa Imptek Chova del Ecuador S.A.

Objetivos Específicos

- Diseñar y construir la estructura, anclaje y bancada para el sistema continuo de gofrado.
- Diseñar, construir y acoplar el mecanismo de rodillos para alimentar y tensionar la bobina de foil de aluminio.
- Diseñar, construir y ensamblar el mecanismo gofrador para estampar patrones en el foil de aluminio.
- Calcular y seleccionar los actuadores y sus elementos de control para proporcionar la potencia mecánica al sistema continuo de gofrado.
- Seleccionar y calibrar los instrumentos y su acondicionamiento para monitorear las variables que intervienen en el proceso de gofrado como son tensión, velocidad lineal y rotacional.
- Elaborar un diseño experimental para evaluar las condiciones óptimas de funcionamiento y confiabilidad del proceso continuo de gofrado utilizando un diseño tipo Taguchi.

CAPÍTULO II

Revisión de Literatura Técnica

Asfalto

Según el (Ministerio de Obras Públicas y Comunicaciones, 2002) en base a la norma ASTM D8 - 21 describe que el asfalto “es un material aglomerante de color que varía de pardo oscuro a negro, de consistencia sólida, semisólida o líquida, cuyos constituyentes predominantes son betunes que se dan en la Naturaleza o que se obtienen en la destilación del petróleo” (pp.8-9)

A su vez, según (Salazar, 2011) el asfalto es un material que aparte de cumplir con características de impermeabilización, tiene propiedades que permiten su resistencia hacia altos esfuerzos de forma instantánea y es apto para otorgar una fuerte adhesión y cohesión entre los distintos agregados en el producto.

La Empresa Imptek Chova del Ecuador S.A., fabrica en su línea de laminación N°2 algunas variedades de láminas de asfalto modificado con una protección de Aluminio, esta capa asfáltica está compuesta por polímeros SBS, cargas minerales y aceites minerales que otorgan a la cubierta las propiedades termo adheribles y auto adhesivas.

Láminas

Las láminas en el ámbito aislante pueden considerarse a “productos prefabricados laminares cuya base impermeabilizante es de tipo bituminoso, destinados a formar parte en impermeabilización, como sistema monocapa compuesto por una sola lámina y materiales de unión, o multicapa compuesta por varias láminas de igual o distinto tipo”. (Holguí et al., 2017).

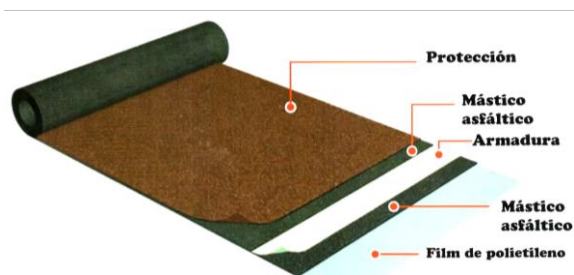
Láminas Asfálticas (INEN)

Las láminas asfálticas son láminas que contienen un asfalto modificado con polímeros SBS, los cuales son elastómeros termoplásticos, que además son fortificadas y robustecidas con una protección sintética que cumplen en conjunto la solución inmediata de impermeabilización. Las normas que permiten su fabricación, regulación y supervisión se dan en base a la norma ecuatoriana NTE INEN 2063, Americana ASTM D6164 y su similar Europea UNE EN 13707; estas láminas poseen un betún que le otorgan grandes propiedades que repelen el agua y líquidos en lapsos temporales duraderos lo que se traduce en una conservación de estructuras. (Holguí et al., 2017)

Se puede observar en la Figura 10 cómo se compone una lámina asfáltica.

Figura 10

Composición de una lámina asfáltica



Nota. Adaptado de (Holguí et al., 2017)

Las láminas que son fabricadas por Imptek Chova del Ecuador S.A., son láminas de asfalto modificado con polímeros SBS (estireno butadieno-estireno) y reforzadas con armaduras sintéticas.

Láminas Asfálticas cubiertas de Aluminio (INEN)

Las láminas en ciertas condiciones requieren de armaduras y materiales adicionales que permiten dar propiedades que por sí solas no tienen, esto puede ser un incremento de la resistencia mecánica o simplemente ser un cimiento para el material

impermeabilizante (conocidas como armaduras bituminosas), este tipo de armaduras puede ser de fieltros, tejidos, mallas con fibra de vidrio o laminares. (Holguí et al., 2017)

Las láminas asfálticas que son autoadhesivas y poseen en su composición betún modificado con polímeros pueden ser de dos tipos diferentes pero reconocibles debido a que unos no poseen una superficie protegida y otros poseen una superficie auto protegida, generalmente esta auto protección se da con mineral o material metálico.

Uso de láminas asfálticas

Las láminas asfálticas son relevantes para la preservación de tejados, terrazas y lozas expuestas a la intemperie, pues estas sufren los efectos imprevistos de los cambios climáticos y su exposición a lluvia, calor y sol. De acuerdo a (CIR62, 2019), una compañía española encargada de la comercialización de productos para la construcción, el uso primordial de las láminas asfálticas se da en el refuerzo de tejados por ser zonas que sucumben al desgaste por el paso del tiempo, siendo soluciones efectivas por su función aislante e impermeables para mantener resguardada la infraestructura.

Los productos realizados en Imptek Chova del Ecuador S.A., permiten que las losas de las terrazas tanto que son transitables completa o parcialmente puedan tener una impermeabilización total, además de ser aplicable en tableros de materiales como madera o fibrocemento, con flexibilidad para sellar cumbreros o remates de cubiertas fabricadas con metales o sus aleaciones, estos productos de la línea de laminación N°2 se observan en la Tabla 3. La impermeabilización que ofrecen los productos permite que todo tipo de techo ya sea plano, inclinado, bóvedas, o diferentes configuraciones puedan ser resistentes al envejecimiento, la radiación del sol y sobre todo a los cambios climáticos y factores atmosféricos que no se pueden prever. (Imptek Ecuador, 2021)

Tabla 3

Láminas asfálticas producidas en Imptek Chova del Ecuador S.A en Línea de Laminación N°2.

Producto	Espesor r mm	Formato mm	Peso kg/m²	Usos recomendados/descripción
Alumband Rollo (Rollo autoadhesivo con protección metálica)	2.3-2.7	10000x1000	2.5	Techos planos, inclinados, bóvedas, cubiertas no transitables sin protección, cables eléctricos, ductos de ventilación, carrocerías metálicas, tuberías, etc.
Alumband Banda (Banda autoadhesiva con protección metálica)	2.3-2.7	10000x100 5000x100 10000x200 5000x200 10000x500 5000x500 1000x100		Techos planos, inclinados, bóvedas, cubiertas no transitables sin protección, cables eléctricos, ductos de ventilación, carrocerías metálicas, tuberías subterráneas.
Alumband 1.1mm	1-1.2	10000x100 5000x100 10000x200 5000x200 10000x300 5000x300	1.2	Para todo tipo de cubiertas no transitables
Asfalum (Lámina asfáltica con protección metálica)	2.4-2.8	10000x1000	3	Todo tipo de techos, terrazas, pretilas y cubiertas no transitables sin protección. Para evitar el incremento de temperatura interior en edificaciones.
5K (Lámina asfáltica sin autoprotección)	3.8-4.2	10000x1000	4.9	Cubiertas planas con protección pesada, cimientos, muros, zócalos, piscinas, cuartos de baño.

Nota. Por cada m² de impermeabilización, puede estimarse una pérdida por solapes y recortes del orden del 7 al 10%. Adaptado de (Imptek Ecuador, 2021) y (Holguí et al., 2017)

Efectos de la humedad en ambiente y edificaciones

En base a lo que se mencionan (Holguí et al., 2017) en el Manual Técnico de Impermeabilización, las consecuencias afectan de forma física a edificaciones producto de efectos abrasivos de elementos como el agua, que a largo plazo afectan a los materiales de los techos y fachadas, además que químicamente degrada por las sales solubles que por acción del agua y humedad produce la destrucción de ladrillos, hormigón y otros materiales afines, en las cuales se observa el fenómeno denominado eflorescencia, una de las evidencias es el desprendimiento de pinturas y revestimientos que de manera estética afectan a cómo se observa el acabado de la construcción. Adicionalmente, se evidencia que las propiedades de aislamiento térmico en ladrillos o bloques se ven afectadas, pues al estar con algún porcentaje de agua actuarán como conductores que de manera implícita genera un efecto negativo en la salud de las personas a las cuales provoca molestias como gripes y afecciones respiratorias.

Ficha técnica de las láminas asfálticas

Anexo A

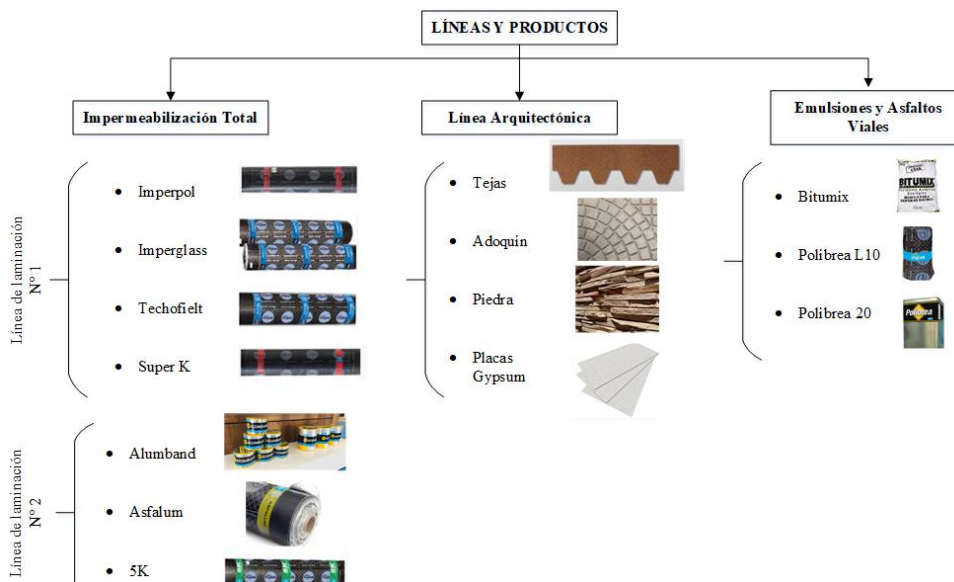
Tipos de láminas asfálticas existentes para construcción en el mercado.

Mercado ecuatoriano.

En el mercado ecuatoriano el líder en la comercialización de láminas asfálticas es Imptek Chova del Ecuador S.A, al ser una empresa nacional la distribución de productos impermeabilizantes ha abarcado la mayoría del sector ecuatoriano en sus tres líneas de producción “Impermeabilización total”, “Línea arquitectónica” y por último la línea “vial”. Las diferentes láminas asfálticas forman parte de la línea de producción de impermeabilización total como se muestra en la Figura 11.

Figura 11

Líneas de producción Imptek Chova del Ecuador S.A



Nota. Adaptado de (Holguí et al., 2017)

A nivel nacional a mínima escala también se distribuyen láminas asfálticas marca “Donosa” la cual brinda los productos muy similares a los que Imptek Chova del Ecuador entre ellas láminas plastificadas, con autoprotección mineral, con autoprotección metálica de aluminio de 80 micras esta empresa ofrece los colores mate, rojo, o verde. (DANOSA, 2021)

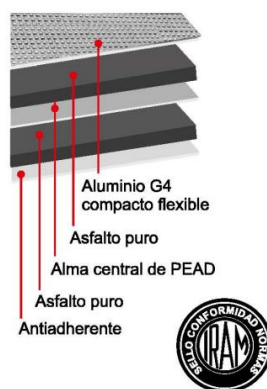
Mercado regional Latinoamericano.

En el mercado argentino predomina la marca MEGAFLEX, la cual ofrece una gran variedad de productos impermeabilizantes a diferencias es las láminas asfálticas comercializadas en Ecuador, en Argentina se tiene una mayor variedad de productos por ejemplo se comercializan láminas con protección de aluminio de colores mate, rojo, blanco y gris oscuro.

En Chile la compañía Imperplast oferta una gran variedad de productos para el tipo de láminas protegida por aluminio ofrecen según la Figura 12, dos capas de asfalto puro y una terca de asfalto antiadherente los cual brinda más rigidez a la lámina.

Figura 12

Composición de Lámina asfáltica protegida por aluminio de Imperplast - Chile



Nota. Adaptado de (Imperplast, 2021)

La composición de dichas láminas según (Megaflex, 2021) es de doble capa asfáltica oxidada, con una armadura central de poliéster. En Argentina se producen láminas con mayor variedad de espesores de entre 2 a 4mm, brindando más versatilidad en la aplicación del producto en diferentes construcciones.

Ventajas del uso de láminas asfálticas.

En la construcción de edificaciones es de mucha relevancia la impermeabilización, ya que, según Holguí et al. (2017) p.22, esta previene a las construcciones de los efectos nocivos del agua como son: la degradación estructural, afección de los acabados, disminución del aislamiento térmico, daño en la salud de las personas, entre otras. Uno de los métodos de prevención de dichos problemas son las láminas asfálticas o bituminosas.

Procedimiento

Bobinado

La acción de Bobinar es definida por RAE (2014) como “arrollar papel, película, cinta magnética, etc., generalmente alrededor de un carrete”, esta acción puede realizarse en rodillos o distintos elementos usados como alma en el cual se ubica el material a su alrededor para poder generar rollos del material trabajado.

El bobinado en películas y láminas es un proceso importante que tiene influencia en el producto final y por ello tiene efecto también en su calidad, por consiguiente, puede ser crítico al momento de generar rollos de cualquier producto.

Independientemente del material, cuando se bobina se requiere concentrar en dos aspectos que son la tensión y la presión, estas son dos fuerzas que intervienen a lo largo de la lámina, estos valores pueden variar de acuerdo a las propiedades del material bobinado y las dimensiones como diámetro de rollo, sin embargo, son aspectos que deben controlarse con mucha precisión pues cualquiera de estas fuerzas en condiciones de exceso o carencia pueden afectar a la lámina haciendo que se pueda romper, holgar o estirar, provocando deformaciones permanentes. (Linazisoro, 1999).

Materia Prima

El foil de aluminio es una fina lámina o capa de aluminio con características de impermeabilidad a la humedad además de las ventajas como su versatilidad en el plegado y adopción de diferentes formas, sin embargo, al tener espesores bajos puede sufrir de arrugas sin requerir de mucho esfuerzo.

De acuerdo al proveedor de envases flexibles Alliance Packaging Group (2015), el rango de espesores varía de 4.3 a 150 micras, siendo este material muy importante para resistir la mayoría de grasas y derivados de petróleo.

Imptek Chova del Ecuador S.A. trabaja con láminas asfálticas con protección de foil de aluminio liso en dos variedades de espesor, estos comprenden 70 y 80 micras para armaduras de láminas de impermeabilización, los criterios requeridos para que el bobinado de la materia prima sea apto para el proceso de gofrado y laminación en la Línea N°2 es que el embobinado sea uniforme sin presencia de conicidades en su forma como se observa en la Figura 13, tampoco presentar marcas por golpes o contactos que puedan dañar la integridad de la lámina, tampoco evidenciar arrugas como se observa en la Figura 14 y sobre todo una presentación estética adecuada que no indique óxido en la misma como se aprecia en la Figura 15.

Figura 13

Bobina cónica



Nota. Adaptado de (Imptek, s.f.)

Figura 14

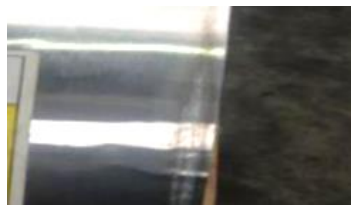
Foil con arrugas



Nota. Adaptado de (Imptek, s.f.)

Figura 15

Foil oxidado



Nota. Adaptado de (Imptek, s.f.)

Desbobinado

De manera contraria al proceso de bobinado, consiste en retirar un material que se encuentra arrollado a un carrete con el fin de transportarlo o procesarlo, de manera similar, las variables que intervienen son las fuerzas que se presentan en la lámina, estas son la tensión y la presión, generalmente se utiliza un freno conectado al eje del carrete para regular la velocidad con la que se desenrolla el material, una velocidad descontrolada puede generar movimiento desenfrenado que provocará holguras.

Una característica fundamental al momento de seleccionar o construir un sistema de desbobinado radica en las guías del borde, pues uno de los inconvenientes más comunes es la oscilación que la película puede presentar al momento de desenrollar el material, esta guía suele darse con el uso de sensores infrarrojos, ultrasónicos o de posición, entre otras alternativas. (Valmet, 2021)

Gofrado

Según (del Mar, 2010) se denomina gofrado al proceso de generar un relieve en el papel u otro material por efecto de la presión como se aprecia en la Figura 16, dicha palabra proviene del francés *goufrer* que significa repujar teniendo su origen en el

estampado de papel para libros, un efecto similar se produce al realizar el proceso de acuñar las monedas donde se da relieve al metal.

Figura 16

Aluminio gofrado



Nota. Adaptado de (Imptek, s.f.)

Los cambios y actualizaciones en imprentas facilitaron la posibilidad de diseños, sin embargo, el principio de un rodillo rotograbado que genere marcas visuales en los espacios por medio de otro rodillo de presión permitieron aplicaciones en plásticos, esto dio lugar a la flexografía donde el alto relieve en plásticos eran destacables para la distinción de marcas con una producción en línea, este principio evidenciaba el uso de tres rodillos, uno de caucho en presión a uno de acero que tiene las marcas espaciadas y un cilindro de plancha. (Amcor Group, 2017).

En el caso del aluminio se realiza el sistema de gofrado mediante dos rodillos, uno superior que tiene el patrón a impregnarse en la lámina de aluminio y el segundo rodillo ubicado en la parte inferior del rodillo patrón, llamado rodillo de presión, el cual tiene como propósito soportar la presión que ejerce el rodillo patrón sobre la lámina.

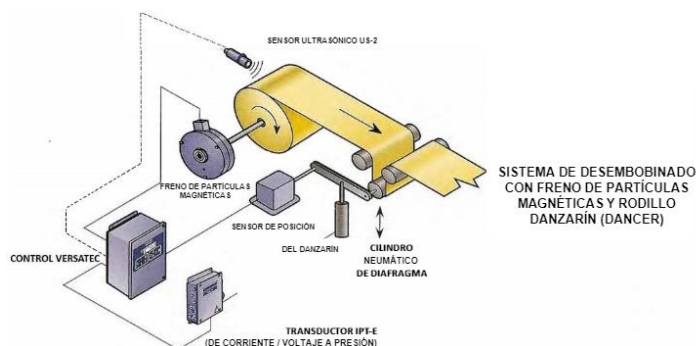
Control de Tensión

Métodos

Rodillo Balancín

Figura 17

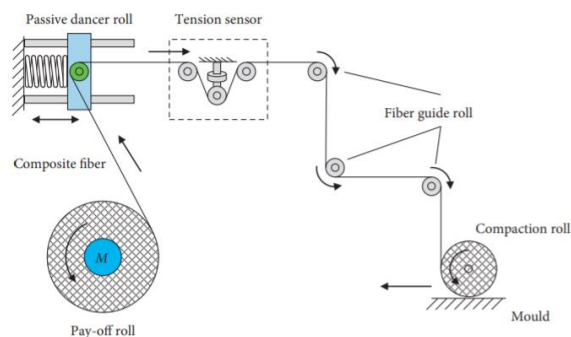
Sistema de lazo con Rodillo Danzarín (Dancer) en mecanismo pivotante



Nota. Adaptado de (ttemsa, 2018)

Figura 18

Sistema de lazo con Rodillo Danzarín (Dancer) en mecanismo lineal.



Nota. Adaptado de (Liu et al., 2020)

Un método común para el control de tensión es el denominado “dancer” también conocido como rodillo balancín, ttemsa (2018), explica que el funcionamiento de este método consiste en el uso de un rodillo colocado en dos formas posibles.

La primera es un mecanismo pivotante semejante a un péndulo invertido como en la Figura 17, al configurarse de tal manera, el rodillo posee una amortiguación de forma natural, es decir una amortiguación mecánica lo que lo hace ideal para

aplicaciones en la que los arranques y paros se los realiza de manera continua, su funcionamiento consiste en un desplazamiento vertical del rodillo conectado a un extremo de la barra que actúa como péndulo, este desplazamiento ocurre como respuesta a un pequeño movimiento angular del péndulo respecto a su articulación de acuerdo a la tensión que presenta lámina y compensando la fuerza que se ejerce por medio de su movimiento rotacional.

La segunda forma consiste en el mecanismo lineal con el uso de un rodillo sostenido por un resorte el cual se elonga o retrae de acuerdo a la ubicación del mismo y a la tensión que presenta la lámina para poder traducir esa deformación en un desplazamiento lineal, el funcionamiento y respuesta es similar al presentado por el mecanismo de péndulo invertido, la diferencia es que no convierte un movimiento leve de rotación en traslación sino que el movimiento es dado por la distancia que el resorte se comprima, esto se puede apreciar en la Figura 18, sin embargo, ttemsa (2018) destaca el no utilizar amortiguadores y por ello recomienda el uso del mecanismo pivotante con un cilindro neumático de baja fricción.

Un rodillo danzarín no es un sensor de tensión, simplemente es un mecanismo conformado por un rodillo que posee libre movimiento en el que su posición se ve regulada de acuerdo al resultado de la fuerza a la que se ve sometida la lámina, para completar el control con este mecanismo se utiliza un sensor que generalmente es uno de movimiento, para un sistema pivotante este detector puede ser un potenciómetro que traduzca una señal eléctrica de acuerdo al movimiento rotacional, esta realimenta al sistema de control y utilizarse como una referencia para compararla con una consigna, si la posición indica que el movimiento del rodillo es alto el rodillo balancín será movido con el cilindro neumático hacia el lado que genere una mayor holgura y a su vez puede

controlarse un actuador adicional como un variador de frecuencia o freno que permitan regular la velocidad lineal de la lámina y pueda evitar sobre tensiones. (PFFC, 2019).

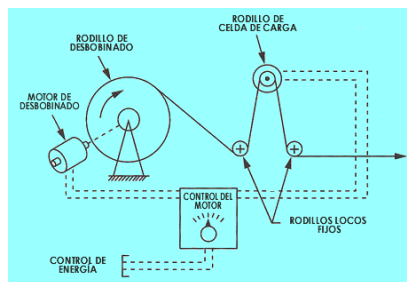
Celda de Carga

Un método mucho más fiable por el uso de un sensor que permita realimentar la tensión que se manifiesta en la lámina es el uso de celda de carga, este dispositivo permite traducir la fuerza en configuración horizontal o vertical con gran precisión hacia el controlador que va a manipular un actuador, lo beneficioso de su uso es que permite obtener una señal eléctrica proporcional a la magnitud que se está midiendo para poder establecer un rango propicio y conocer con mayor resolución el valor adquirido.

Las celdas de carga se conectan en par y sujetan un rodillo, esta razón hace que las celdas de cargas sean especiales con un tipo brida para poder insertar rodamientos que permitan la libre rotación del rodillo, elemento que va a servir para poder tensionar la lámina, por lo que requiere de un ángulo de abrazamiento que genere una fuerza en la misma línea de acción que la celda de carga, pero en sentido contrario para poder obtener una señal fidedigna, esto se consigue con al menos tres rodillos, de los cuales el central debe estar montado en las celdas. Cuando se trabaja con celda de carga, se debe considerar que debe ser lo suficientemente robusta para soportar el peso del rodillo y la fuerza máxima a la que se puede tensionar la lámina, es preferido este método por su facilidad de montaje como se observa en la Figura 19. (Saavedra, 2017)

Figura 19

Control de tensión con uso de celda de carga



Nota. Adaptado de (Saavedra, 2017)

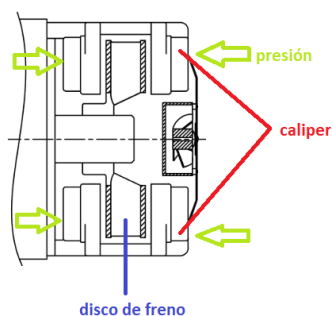
Componentes

Actuador (Freno neumático)

El actuador de cualquiera de los métodos de control de tensión automáticos es casi siempre freno neumático, este permite realizar la acción de frenado en el rodillo o bobina del material a des bobinarse, el funcionamiento es simple según (Double E, 2017) gracias a la presión de aire suministrada a los calipers del freno, la presión actúa sobre el pistón de los mismos, de esta manera estos presionan a las pastillas contra el disco de freno, en la Figura 20 se visualiza un esquema de partes del freno.

Figura 20

Partes de un freno neumático.



Nota. Adaptado de (Double E, 2017)

Sincronización de motores

Métodos

Método Analógico

Para implementar este método es necesario que los motores que intervengan en la sincronización cuenten cada uno con un variador de frecuencia (VF), estos a su vez deben poseer puertos tanto de entrada como de salida de señales analógicas como 0-10 [V] o bien de 4 a 20 [mA].

Una segunda consideración para comprender esta metodología es la denominación de los motores, se conoce al motor maestro como aquel que envía la señal de su frecuencia que debe ser replicada en el motor esclavo o aquel motor que debe replicar la velocidad del motor maestro.

La mayoría de variadores de frecuencia cuentan con entradas y salidas analógicas dependiendo su modelo y marca, estas salidas según (Vaello, 2014) sirven de referencia para otros elementos conectados a la máquina, dichas referencias de salida pueden ser el dato de frecuencia, potencia e intensidad que provee el VF al motor, las cuales pueden ser elegidas a través de los parámetros del VF.

Para realizar la sincronización de motores se necesita la información del dato de frecuencia para que está a su vez sea recibida por VF del motor esclavo a través de una entrada analógica que de manera similar a una salida analógica previamente debe estar programada para recibir dicho dato, una vez receptada la información de frecuencia es necesario que a través de programación se identifique esta señal y se la parametrize en función de la frecuencia de salida del motor esclavo para así replicar la frecuencia del motor esclavo. Una de las grandes desventajas de esta metodología es su poca exactitud y la dificultad de llegar a conseguir una sincronización adecuada, ya que, se debe realizar una parametrización de las frecuencias de manera experimental.

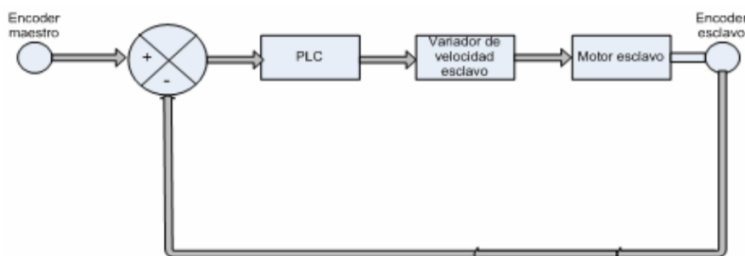
Sistema Lazo Cerrado Master-Slave

Para este método de sincronización se cuenta con un motor al que se lo designa como “Maestro” el cual se conecta a un variador de frecuencia y posee un encoder incremental conectado al eje del motor como un sensor de la velocidad del mismo, adicionalmente se cuenta con otro motor el cual se lo denomina “Esclavo” y dispone un variador de frecuencia independiente junto con un encoder que cumple el mismo funcionamiento que lo hace hacia el “Maestro”.

Para esto se cuenta con un controlador (PLC) el cual recibe en sus puertos de entrada la señal tanto del Encoder montado al eje del motor “Maestro” como la señal del Encoder montado al eje “Esclavo”, dentro de la programación del autómatas se compara la señal del Encoder “Maestro” (Set Point) respecto a la señal del “Esclavo” para valores de error producto de la diferencia de ambos valores y se envía una salida analógica proporcional hacia el variador de frecuencia para poder regular la velocidad del motor “Esclavo” y pueda regularse hasta que el error pueda reducirse, esta configuración forma un lazo cerrado el cual tiene una señal de realimentación que trata de llegar a una consigna en tiempo real con la respuesta más rápida posible, el Lazo de control que rige a este método se observa en la Figura 21.

Figura 21

Lazo Cerrado para Control Maestro-Esclavo



Nota. Adaptado de (León & Tapia, 2009)

Desglosando la Figura 21, el PLC gestiona las entradas digitales de ambos Encoder para dar un consenso de las velocidades de los motores y comunicar el sistema con el panel de operaciones y a una interfaz HMI, el variador de velocidad conectado al “Maestro” consigue alcanzar una consigna dada desde el panel de operador ya sea con un valor numérico determinado o porcentual de la velocidad nominal, la cual va a servir como referencia para el motor esclavo, el variador del “Esclavo” controla al motor seguidor y recibe una señal analógica receptada del PLC permitiendo que el Motor 1 y 2 puedan alcanzar velocidades relativamente similares.

Actuadores

Variador Frecuencia

A medida que aumenta la necesidad de la industria por mantener un control y automatizar procesos nace la necesidad de controlar y optimizar el uso de motores AC, los elementos más utilizados para el control de estos, son los variadores de frecuencia y arrancadores suaves.

Según (ABB, 2021) un variador de frecuencia es un regulador industrial que se ubica entre la fuente de energía y el motor, debido a esta ubicación tiene la capacidad de regular la energía antes de que este pase al motor, esta regulación permite ajustar la frecuencia y tensión del motor en función de los requerimientos del proceso. Al poder modificarse la frecuencia del motor se puede variar la velocidad de este, según (ABB, 2021) el uso de variadores de frecuencia tiene grandes ventajas como la reducción del consumo energético entre el 20 al 70%, esto repercute en mejoras medioambientales y financieras.

Sistema de Alineación

Métodos

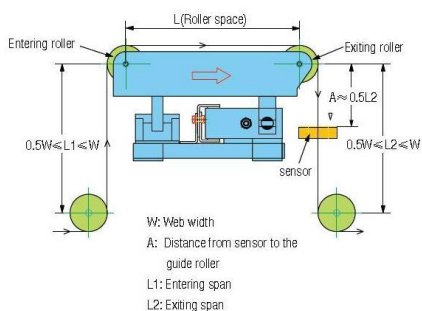
Pivotes

Es común que el problema de alineación se presente al inicio y al final de un sistema de laminación, pues en estas zonas se encuentra el bobinado y desbobinado, sin embargo, cuando las líneas de laminación son de dimensiones extensas, es común que en puntos centrales se pueda desalinearse y en esos casos es necesario el uso de un sistema de alineación con pivotes como se observa en la Figura 22.

Las guías de pivote de compensación poseen un mecanismo que permite su operación ya sea con el uso de un actuador hidráulico o electromecánico el cual sirve para redirigir la lámina de acuerdo a una señal de realimentación que indique el nivel de desalineación del material para poder extender el actuador las dimensiones necesarias, el sistema se compone de casquillos de bolas con un valor de fricción muy bajo además de ejes de buen acabado y dureza para poder otorgar una mayor precisión, sus aplicaciones pueden variarse de acuerdo a lo que se requiera. (MAXCESS, 2021)

Figura 22

Bastidor de guía de pivote descentrado



Nota. Adaptado de (Techmach Industrial Technology Co, 2017)

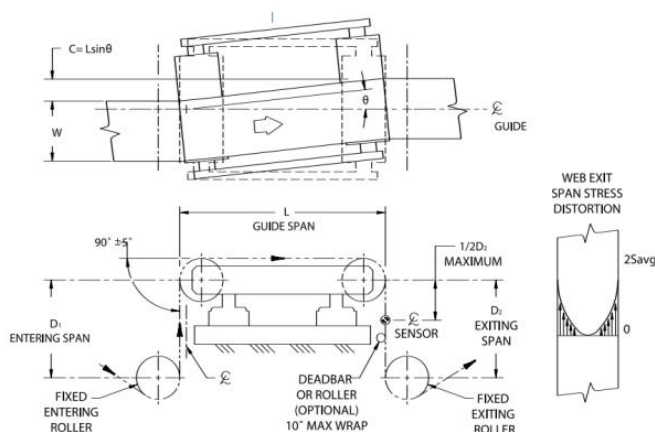
Cuando se busca que un sistema de alineación cumpla con una respuesta rápida se tiene en cuenta aspectos como las tensiones y torsiones que se presenten, con ello una de las soluciones que se adaptan a estas necesidades implícitas comprenden los sistemas de guía de pivote descentrado, debido a ello se debe trabajar con un diseño estructural robusto que soporte las fuerzas. (TRAXCO, 2010)

Este sistema se compone de cuatro rodillos de los cuales un par se encuentra montado sobre todo el diseño mecánico, es decir sobre la estructura construida conocidos como rodillo entrante y rodillo de salida como se puede observar en la Figura 22, además, el otro par completa un rodillo que permita un cambio de 90° al entrar la lámina y un ángulo de 90° al salir la misma hacia la etapa de laminación, este ángulo permite un abrazamiento adecuado del material al rodillo.

El nombre pivotante se debe a un punto de carácter imaginario con respecto al cual se rota un rango aproximado de $\pm 6^\circ$ a $\pm 10^\circ$ con el uso de ejes como se observa en la Figura 23. (González & Zambrano, 2014)

Figura 23

Sistema de Alineación OPG



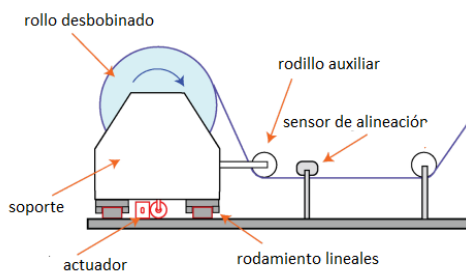
Nota. Adaptado de (MAXCESS, 2021)

Lineal

El sistema de alineación lineal es aplicado en el sistema de guiado para bobinado y des bobinado como se puede apreciar en la Figura 24 y Figura 25, se considera lineal debido a que el movimiento es transversal únicamente, esto se debe a que su principal objetivo es corregir las falla en la bobina que se desea des bobinar, dichas fallas se presentan en la Figura 26 la cual cuenta con desalineaciones.

Figura 24

Esquema de funcionamiento sistema de guiado para des bobinado

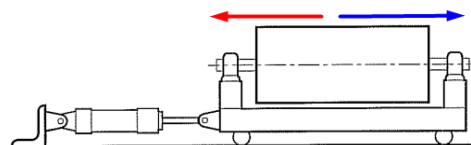


Nota. Adaptado de (Roll-2-Roll Technologies LLC, 2019)

Según (Roll-2-Roll Technologies LLC, 2019) el sistema de alineación consiste en ubicar la bobina en el soporte, este se mueve de manera longitudinal como se aprecia en la Figura 25 gracias a guías y rodamientos lineales que le permiten deslizarse en esta dirección, otro mecanismo de movimiento puede ser guías y garruchas.

Figura 25

Vista frontal del sistema de alineación, movimiento lateral



Nota. Obtenido de (Hopcus, 1993)

El actuador que permite mover todo el soporte comúnmente es un pistón eléctrico conformado por un servomotor y un mecanismo tornillo y tuerca de potencia. Un sensor de borde es instalado en el sistema, este está usualmente ubicado después de un rodillo auxiliar, el sensor obtiene una señal de la ubicación de la lámina y moverá al actuador para acercarse a este dependiendo la ubicación del mismo.

El sistema de corrección de posición de la lámina está controlado por un controlador que es el encargo de enviar señales al actuador y de recibir la señal del sensor, este sistema forma parte de un lazo de control cerrado según (Hopcus, 1993).

Figura 26

Falla de bobinado.



Nota. Obtenido de (ABB, 2021)

Sensores para Sistemas de Guiado

Estos sensores son dispositivos que detectan la presencia de una lámina y generalmente se los ubica en los bordes, activándose por la presencia de una capa que irrumpe en el paso de la señal y puede realimentar la señal a un controlador para la manipulación de un actuador.

Tipos

Ultrasónico

Los sensores ultrasónicos según (Kelemen et al., 2015) están diseñados para una medición de distancia sin tener contacto con el objetivo, este sensor funciona al transmitir y recibir señales de sonido ultrasónicas. La idea de este sensor es medir el tiempo que se demora la onda ultrasónica hasta chocar con el objetivo y esta onda reflejar hasta ser receptada de nuevo por el sensor.

Un sensor ultrasónico tiene varias ventajas con respecto a otros sensores que miden distancia y es que todos los materiales pueden reflejar ondas ultrasónicas por lo que puede medir con facilidad láminas transparentes, objetos y líquidos. Debido al uso de ondas un sensor ultrasónico trabaja bien en ambientes industriales. (Kelemen et al., 2015)

Infrarrojo

Un sensor infrarrojo funciona emitiendo una señal de luz pulsada de carácter invisible que es recibida por un receptor al buscar esta señal reflejada, la respuesta de este receptor se da debido a los cambios en su reflejo que puede interpretarse como una detección en el área que se ubica. Hay dos tipos, uno que depende de una base de referencia conocido como infrarrojos difusos el cual funciona inundando luz infrarroja pulsada sobre un área debajo del sensor hasta una superficie y se usa el infrarrojo reflejado como una referencia inicial, el otro tipo es el infrarrojo de medición de distancia el cual funciona enfocando el infrarrojo en una serie de puntos utilizando lentes ópticos que detecten la presencia de un material de manera progresiva. (NABCO, 2019)

Cuando se trabajan con sensores infrarrojos de respuesta analógica debe cuidarse su estado por lo que el polvo o contaminaciones pueden afectar sus resultados, además usar materiales que sean fonoabsorbentes. (Plumb & Hopcus, 2005).

Consideraciones y Características

Tipo de señal de salida

Los sensores para un sistema de alineación pueden proveer una salida en dos tipos, el primero tipo es una salida digital la cual presenta dos estados, el de activación cuando detecta una lectura o el de desactivación cuando la lámina se ausenta, esta señal es muy útil cuando se trabaja con un sensor independiente para cada borde pues trabaja de manera puntual, además de facilitar la programación y lectura en el autómata programable, sin embargo, su precisión es muy baja lo que condiciona al sistema. El segundo tipo es una salida analógica que puede variar en voltaje o corriente y es proporcional a la ubicación de la lámina con el cual puede escalarse, esto reduce el uso a un solo sensor y permite una mejor manipulación del actuador para reubicar la lámina e incrementar la precisión de alineación. (Plumb & Hopcus, 2005)

Requerimientos para detección

Material de la lámina

Cada material posee diferentes características que requieren de sensores robustos o de menor exigencia, primordialmente para la lectura de la lámina se centra en la opacidad del material pues para materiales transparentes la complejidad es mayor que para opacos, sin embargo, para telas, papel, foil y materiales revestidos no existe esta complejidad. Las propiedades asociadas con la reflexión, convección o con cualquier bloqueo hacia la luz y ondas puede representar un problema en la lectura del sensor que puede dar falsos negativos o positivos y por ello el material a trabajar puede determinar el tipo de sensor, sus dimensiones, su rango, etc. (Seshadri & Pagilla, 2007)

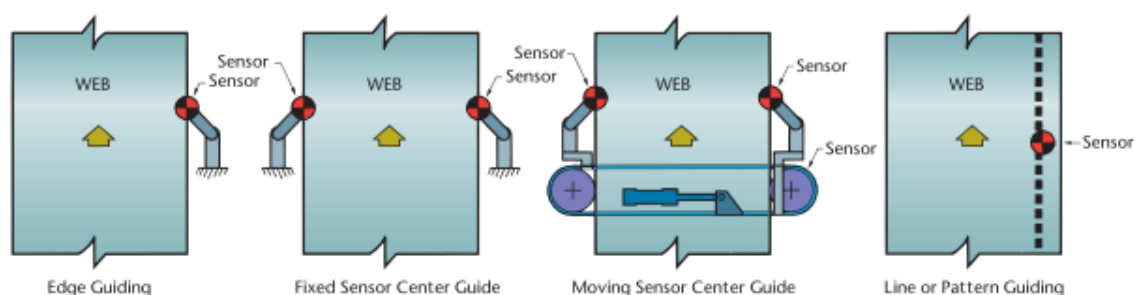
Posición de alineación de la lámina

Para la ubicación de las láminas existen diferentes configuraciones en las que se ubica el sensor, esto depende de la precisión del sistema de alineación y muchas veces

leer solo un borde puede ser suficiente para el sistema, sobre todo cuando la lámina avanza a una velocidad lineal baja, no tiene vibraciones ni oscilaciones significativas, su ancho es uniforme (no existen cambios de sección) y cuando la bobina de materia prima no presenta conicidad que requieren de movimientos extremadamente agresivos para corregirlos en el proceso, todas las configuraciones se guían en función de la disponibilidad, costos, precisión y del espacio que permita que la ubicación del sensor pueda ser seleccionado como se observa en la Figura 27. (Plumb & Hopcus, 2005)

Figura 27

Configuraciones de sensores para sistemas de Guiado de Láminas



Nota. Adaptado de (Plumb & Hopcus, 2005).

Calidad del borde

El estado de la superficie correspondiente a la zona de detección es importante porque bordes afilados, irregulares o visualmente diferente producen interferencias que pueden confundirse con cambios de trayectoria, pese a que pueda detectarse, la señal que el sensor emita puede incluir ruido que provoquen reacciones inesperadas, cuando los sensores son de mayores dimensiones y robustez pueden promediar y emitir una mejor respuesta en tiempo real. (Plumb & Hopcus, 2005)

Actuadores

Servomotor

Anteriormente el uso de pistones neumáticos e hidráulicos eran muy útiles para este tipo de aplicaciones sin embargo con los años y el avance de controladores y drivers se ha visto un gran avance con respecto a los servomotores según (Roll-2-Roll Technologies LLC, 2019) el uso de servomotores brinda al sistema una mayor suavidad en la respuesta de velocidad y posición. Un servomotor es un dispositivo de accionamiento que puede controlar posición torque y velocidad, posee estos lazos de control ya que internamente tiene un encoder o decodificador que permite la conversión de posición angular del eje en pulsos digitales.

El manejo de todo servomotor viene de la mano de un driver conocido como servo driver, este controlador maneja todas las señales para comandar el dispositivo y controlar el servomotor. (CLR, 2016)

Motor de pasos

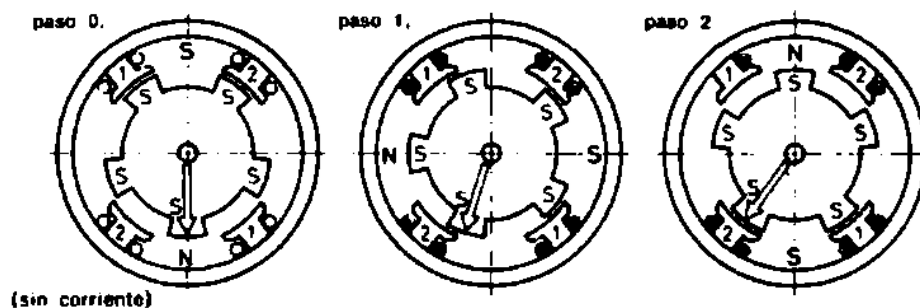
Este tipo de motor pertenece a la clasificación de motores síncronos, un motor síncrono es aquel en el que tanto la velocidad del rotor y la del campo magnético del estator son iguales, este tipo de motor se caracteriza porque en su composición carece de escobillas y que a su vez no tiene deslizamiento, pero con una mayor eficiencia. (Vaello, 2014)

El motor a pasos posee un rotor que gira un ángulo específico por cada paso por lo que es un dispositivo muy minucioso para el control de procesos delicados y de gran precisión, esta frecuencia de los pasos que se entiende como la cantidad de pasos en un período de tiempo, generalmente contado por segundo puede alcanzar miles por segundo con velocidades de rotación de hasta mil revoluciones por minuto, esto permite una rotación fija y con ello la posición que se alcanza puede ser de alta precisión,

simplemente requiere un control sobre los pulsos. Este tipo de motor que se observa en la Figura 28, puede quedarse enclavado o pueden tener libre movimiento de acuerdo a la alimentación de sus bobinas, cuando no existe ninguna alimentación el movimiento es libre y cuando ocurre lo contrario se enclava. (Senner, 1994)

Figura 28

Motor a Pasos



Nota. Adaptado de (Senner, 1994)

Sistemas de Control Industrial

Los Sistemas de Control Industrial conocidos con las siglas ICS se designa a la variedad de dispositivos y elementos que se utilizan en el control y en instrumentación asociada al mismo, formando así una asociación de sistemas, redes de comunicación e instrumentos enfocados principalmente en automatizar un proceso de cualquier índole de acuerdo a sus requerimientos. En la Industria existen diferentes tipos de sistemas de control en función de la aplicación a la cual se enfoca y a la dificultad del proceso.

(THOMAS Publishing Company, 2021)

Los tipos de sistemas de control que suelen ser más utilizados son los PLC el cual es un tipo de autómatas programables o también denominado como un controlador lógico, este “es un aparato o dispositivo, creado para controlar procesos automáticos secuenciales en la industria, en tiempo real y lo más rápido”. (Solbes, 2014, p.139)

Los PLC poseen diversas ventajas respecto a su procedimiento antecesor de lógica cableada, por ejemplo, este dispositivo otorga un nivel superior para la automatización y control por parte de los distintos operarios que conforman parte del procedimiento, además de una mayor versatilidad, flexibilidad y velocidad en introducir cambios dentro del proceso de automatización para pruebas y actualizaciones con la posibilidad de llevar un registro de alarmas, históricos y control de actuadores a partir de sensores por la variedad de módulos que pueden agregarse de acuerdo a las necesidades, este dispositivo en su nivel modular puede observarse en la Figura 29. Sin embargo, un inconveniente es su precio inicial y la complejidad que puede representar en su lenguaje de programación de acuerdo al modelo del dispositivo.

Figura 29

PLC WAGO 750-881, con módulos de entrada y salidas digitales.



Nota. Adaptado de (WAGO, 2021)

Un PLC contienen un número determinado de entradas y salidas tanto de carácter digital como analógico para la conexión de elementos conocidos como actuadores (salida) y sensores (entrada), todas estas señales manejadas por los módulos E/S requiere de un software adicional que permite relacionar las entradas y salidas para poder almacenarlo en la memoria del dispositivo y pueda cumplir con la secuencia programada para el control. (Solbes, 2014)

Componentes mecánicos

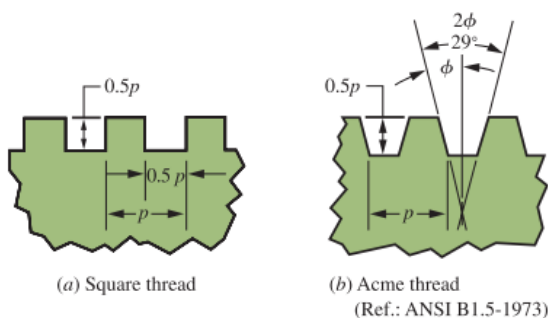
Tornillo de potencia

Un tornillo de potencia es un dispositivo conformado por dos elementos tuerca y tornillo, estos permiten cambiar el movimiento angular a uno lineal que generalmente sirve para transmitir potencia. (Budynas & Nisbett Keith, 2015)

Existen varios tipos de forma de hilo del tornillo de potencia entre ellos están rosca cuadrada, rosca ACME, entre otras que se presenta en la Figura 30.

Figura 30

Tipos de tornillo de potencia



Nota. Adaptado de (Mott, 2018, p.643)

Donde p es conocido como el paso. De las fórmulas más comunes para el diseño de tornillos de potencia está, el torque requerido para subir o bajar cierta carga, esta depende de la forma del hilo del tornillo en la Ecuación 1 y Ecuación 2 se presentan la ecuación para un tornillo de potencia tipo ACME.

$$\tau_u = \frac{F D_p}{2} \left[\frac{\cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) - f \tan(\lambda)} \right] \quad (1)$$

$$\tau_d = \frac{F D_p}{2} \left[\frac{f - \cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) + f \tan(\lambda)} \right] \quad (2)$$

Rodillo

Un rodillo en la industria por lo general tiene un tambor o cilindro que cuenta con un núcleo metálico el cual es usualmente un eje. Según (IQS, s.f.) son componentes básicos e integrales de numerosas aplicaciones de procesamiento y fabricación industrial, los rodillos industriales pueden adaptarse a muchos propósitos. Si bien los rodillos industriales se utilizan principalmente para facilitar el movimiento de varias partes de la máquina, también se pueden utilizar para proporcionar soporte y transporte a los materiales que se mueven a través de la máquina.

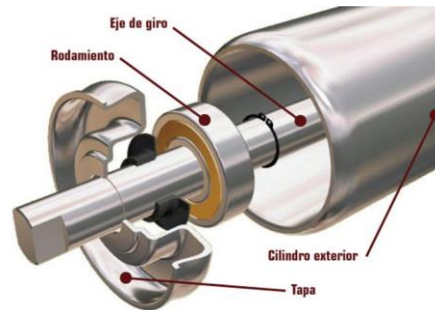
Algunos ejemplos de diferentes tipos de maquinaria industrial en los que se utilizan rodillos industriales incluyen varios tipos de sistemas transportadores, convertidores de banda, prensas de impresión, prensas de estampado, máquinas de alimentación, máquinas dobladoras y muchos más. Debido a la amplia variedad de maquinaria en la que se utilizan, los rodillos industriales se pueden utilizar en una amplia gama de aplicaciones que incluyen revestimiento, secado, recocado, calandrado, gofrado, procesamiento de metales, tratamiento térmico, envasado y manipulación de materiales a granel.

Partes

En la Figura 31, se presenta las partes generales de un rodillo, entre las más vitales son las tapas, cilindro y eje, el rodamiento es un instrumento indispensable, ya que permite el giro angular del rodillo, sin embargo, el rodamiento puede cambiar su ubicación hacia las puntas del eje para conectarse a una chumacera.

Figura 31

Partes de un rodillo.



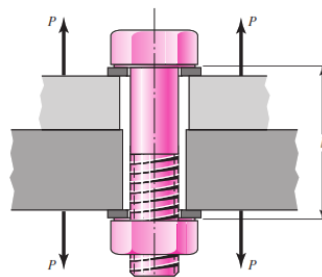
Nota. Adaptado de (ETP, 2021)

Juntas empernadas

Este tipo de juntas según (Budynas & Nisbett Keith, 2015, p.411) son comúnmente utilizados para uniones que puedan ser desensambladas sin necesidad de emplear proceso de maquinado destructivos como cortes al material base, esta unión debe ser lo suficientemente fuerte para resistir cargas de tensión, cortante, cargas de momentos o la combinación de estas. La mayor representación de estas juntas en la tuerca, tornillo y arandela como se presenta en la Figura 32.

Figura 32

Junta atornillada.



Nota. Adaptado de (Budynas & Nisbett Keith, 2015, p.411)

Flecha

Según (Budynas & Nisbett Keith, 2015, p.348), una flecha es un elemento que gira, que comúnmente tiene una sección transversal circular, su principal objetivo es transmitir potencia o movimiento. Una flecha es el eje de rotación de varios elementos de transmisión mecánica como poleas, engranajes, manivelas, volantes de inercia, catarinas etc.

Para el diseño de una flecha se debe tener en cuenta muchos temas relacionados al diseño de elementos entre ellos:

- Selección de materiales
- Esfuerzo y resistencia
 - Estática y por fatiga
- Deflexión y rigidez.

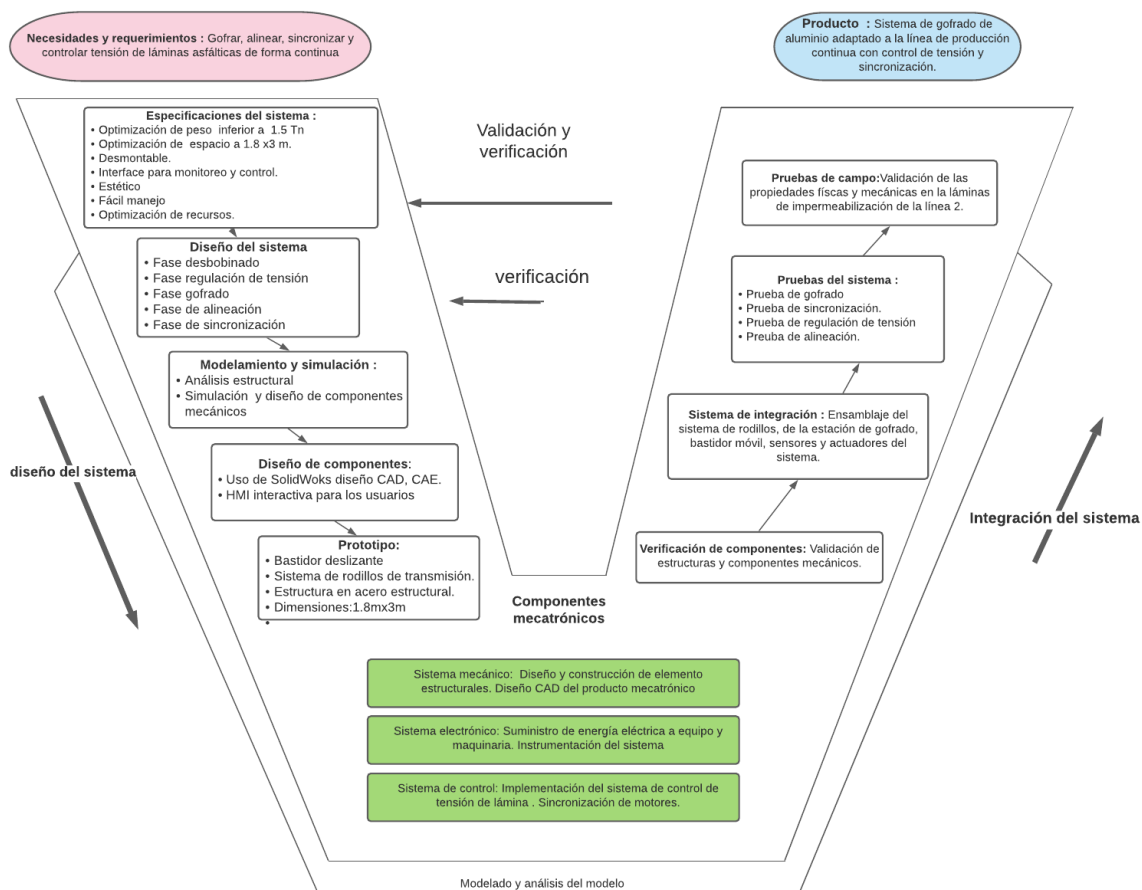
Capítulo III

Diseño y Construcción

Metodología

Figura 33

Metodología aplicada en el sistema de gofrado en línea.



Nota. Las necesidades y requerimientos fueron planteados por Imptek.

La metodología utilizada en el presente proyecto consiste en la aplicación del modelo en "V", siendo esta una norma perteneciente a la Asociación de Ingenieros Alemanes que contempla una estructura para guiar el diseño mecatrónico, esta se especifica con el nombre general de Norma VDI 2206 desde el año 2004. (Campa, 2017)

Este modelo desarrollado en la Figura 33 es considerado adecuado para este trabajo de investigación pues otorga una guía adecuada para el desarrollo de actividades macro a actividades específicas con el fin de llegar a un producto funcional.

Ingeniería de Requisitos

Requerimientos y Parámetros de Diseño

Partiendo de las necesidades y/o requerimientos que el sistema de Gofrado en Línea supe hacia la empresa, se busca desarrollar la Casa de la Calidad (QFD), estos requerimientos se observan en la Tabla 4 y las características técnicas asociadas a estos requerimientos se observa en la Tabla 5.

Tabla 4

Requerimientos de la Máquina

Nº	Requerimiento
1	Expandir la variedad de productos
2	Costo de construcción barato
3	Fácil manipulación
4	Impregnación de gofrado en Foil de Aluminio
5	Fácil mantenimiento
6	Alineación de lámina gofrada
7	Carencia de holguras y estiramiento de lámina
8	Evitar deslizamientos de la lámina en los rodillos
9	Optimización de producción
10	Optimización de desperdicios

Nota. Se han tomado los 10 requerimientos relevantes y significativos.







Tabla 5*Características Técnicas*

Nº	Característica Técnica
1	Cantidad de rollos producidos de Alumband Ochre por carga
2	Valor referencial para costo
3	Tiempo de adaptación de operarios
4	Espesor de indentación
5	Tiempo de ensamble / desensamble
6	Desplazamiento de lámina
7	Tolerancia de error en regulación de tensión
8	Tolerancia de error en regulación de sincronización
9	Reducción de tiempo de producción
10	Reducción de desperdicios

Nota. Asociadas a los requerimientos de la Tabla 4.

Para interpretar la tabla asociada a la matriz QFD se debe conocer la simbología presente en la Tabla 6 y poder entender la matriz QFD presentada en la Figura 34.

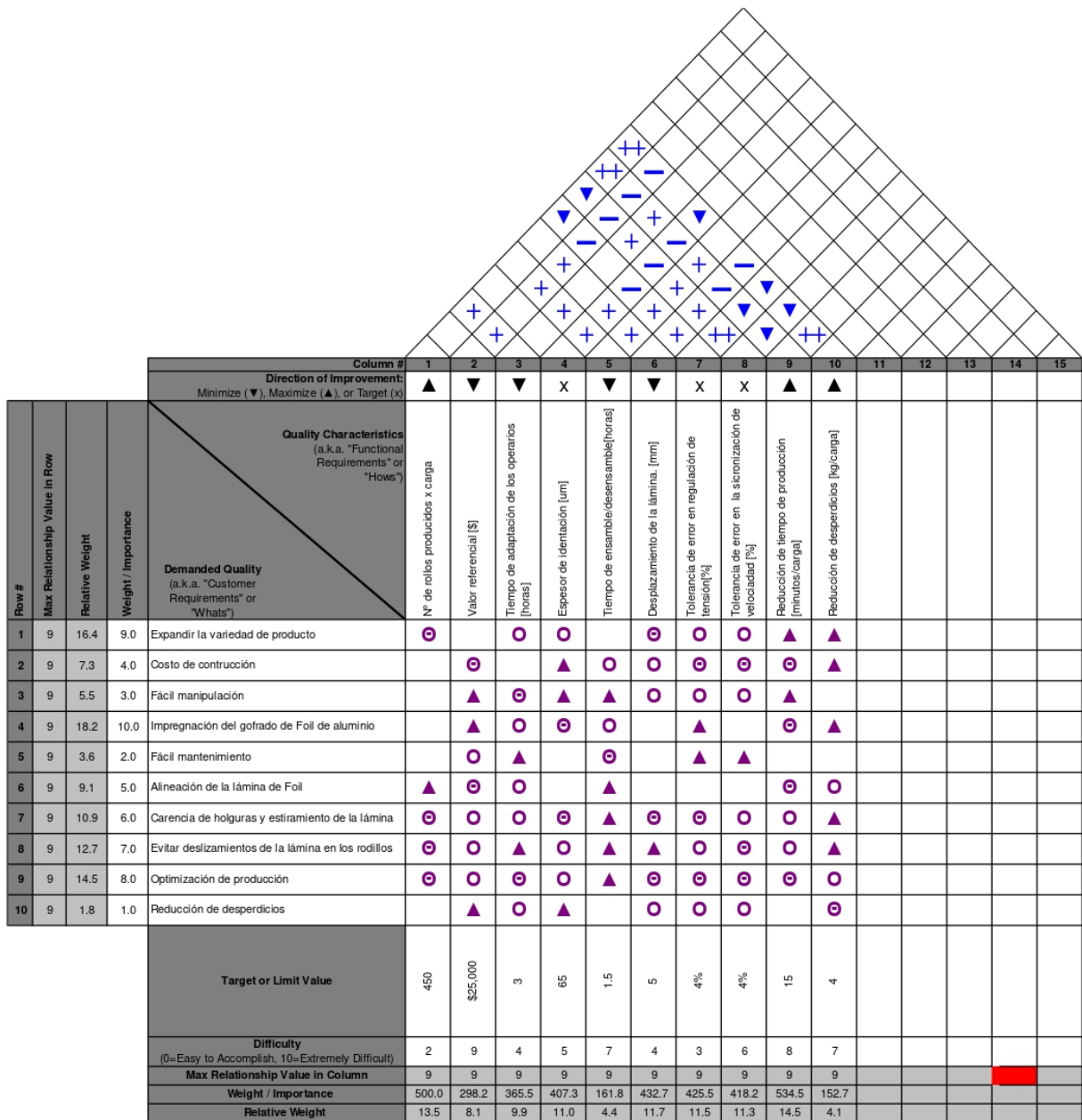
Tabla 6*Simbología para matriz QFD*

Simbología	Significado
	Fuerte relación
	Relación moderada
	Débil relación
	Fuerte correlación positiva
	Correlación Positiva
	Correlación Negativa

Nota. Cada símbolo posee un valor propio dentro de la matriz QFD

Figura 34

Casa de la calidad para el sistema de gofrado en línea



Nota. Los valores son dados en base al consenso de los estudiantes y en base a consideraciones del equipo de trabajo.

En la Figura 34 se presenta la evaluación de cada requerimiento y su característica técnica en función de sus relaciones y correlaciones, además en la Tabla 7 se presenta el orden de importancia de cada característica técnica con su respectiva ponderación siendo la reducción de tiempos de producción la cualidad de mayor ponderación y por ende de mayor importancia en el sistema de gofrado.

Tabla 7

Ponderación de requerimientos para el sistema de gofrado en línea

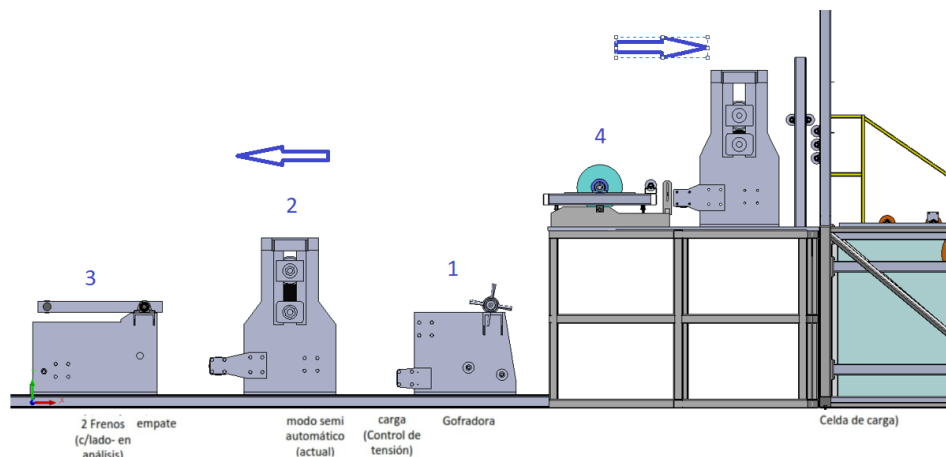
Nº	Característica Técnica	Ponderación
1	Reducción de tiempo de producción [min/carga]	14.5
2	Nº de rollos producidos por carga	13.5
3	Desplazamiento de lámina [mm]	11.7
4	Tolerancia de error en regulación de tensión [%]	11.5
5	Tolerancia de error en regulación de sincronización [%]	11.3
6	Espesor de indentación [um]	11
7	Tiempo de adaptación de operario	9.9
8	Valor referencial de costo	8.1
9	Tiempo de ensamble y desensamble	4.4
10	Reducción de desperdicios	4.1

Nota. Ponderación total suma 100.

Solución tradicional vs nuevos enfoques

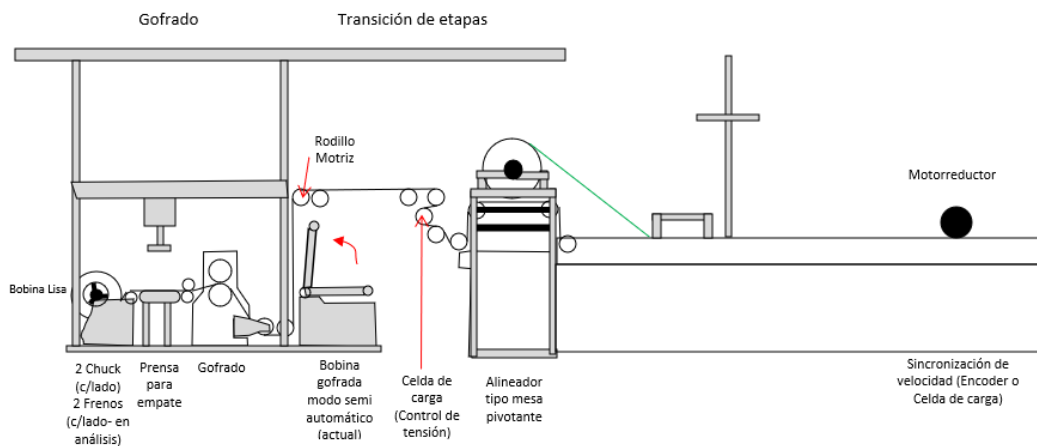
Figura 35

Solución tradicional



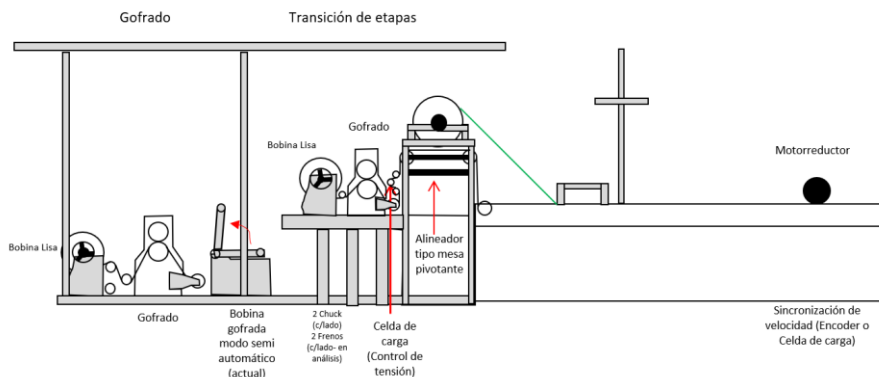
Nota. Obtenido de (Imptek, 2021)

Imptek Chova del Ecuador S.A. actualmente cuenta con una estación de gofrado independiente, esta estación inicia ubicando la bobina de foil de aluminio liso en (1) y continua el proceso de gofrado (2) y bobinado (3) en la dirección derecha a izquierda, una vez culminado el proceso se transporta a su almacenamiento. Para continuar con el proceso de laminación se ubica esta bobina gofrada en el carrito de polietileno (4) para que a partir del mismo se continúe con el proceso de laminación con la dirección izquierda a derecha, estos cambios de dirección obligan a trabajar en estaciones independientes que son imposibles de conectar en la configuración mostrada en la Figura 35. Este proceso a nivel industrial es frecuente en la industria del papel (higiénico, decorativo, etc) conocido como roto grabado, sin embargo, el gofrado no es un tema con amplia información.

Figura 36*Alternativa de solución 1*

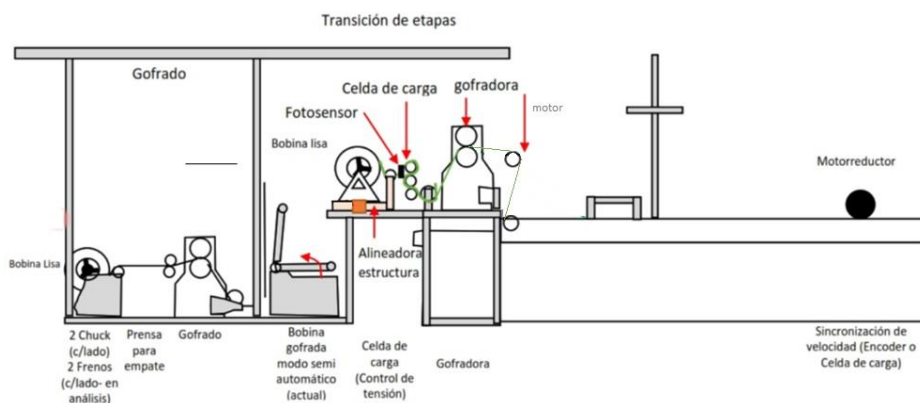
Nota. Esquema 2D considerado la etapa de empalme.

Evidentemente para suplir una estación de gofrado en línea, se invierte la dirección de la estación de gofrado con el fin de conectar las dos etapas independientes en una sola secuencia. La solución mostrada en la Figura 36 tiene como objetivo reutilizar ambas estaciones y añadir una configuración apropiada de sistema de rodillos de transmisión que permitan su interacción y unión, agregando un rodillo motriz que ayude en el arrastre de la lámina junto con una celda de carga para el control de tensión y presión del freno de desbobinado del foil de aluminio liso, una mesa pivotante para la alineación de lámina y una estación de prensado para el empate la cual consta de un pistón que ejerce presión a las láminas adheridas con mástico.

Figura 37*Alternativa de solución 2*

Nota. Estación de gofrado (izquierda) sería reemplazada al culminar el proyecto.

La solución planteada en la Figura 37 descarta el uso de la estación de gofrado tradicional, añadiendo una estación nueva de gofrado previa a la línea de laminación N°2 con el fin de evitar largas trayectorias del paso de la lámina que arruguen, desalineen, tensen o generen holguras en el material, adicionalmente, cuenta con una mesa pivotante para la alineación inmediata de la lámina gofrada.

Figura 38*Alternativa de solución 3*

Nota. Estación de gofrado (izquierda) sería reemplazada al culminar el proyecto.

La solución mostrada en la Figura 38 omite el reutilizar la estación de gofrado tradicional para añadir una nueva estación que contempla el uso de un alineador lineal asociado a la desbobinadora de foil de aluminio, posterior a ello un sistema de control de tensión con el uso de celda de carga la cual se ubica cerca al actuador que es un freno neumático y permite dar una señal de realimentación instantánea para luego continuar con la gofradora de la cual se continúa hacia la línea de laminación N°2.

Para identificar la mejor opción se utiliza una matriz de selección en la que se evalúan los conceptos con una mayor resolución para conseguir una mejor diferenciación de las alternativas que compiten en base a (Ulrich & Eppinger, 2012), esto se aprecia en detalle en la Tabla 8.

Tabla 8

Matriz de selección de conceptos

Aspecto	Peso	Tradicional (Referencia)		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Calif	Evaluación Ponderada	Calif.	Evaluación Ponderada	Calif.	Evaluación Ponderada	Calif.	Evaluación Ponderada
Tiempo de producción	14.5%	3	0.435	3	0.435	5	0.725	5	0.725
Variedad de producto	13.5%	3	0.405	4	0.54	5	0.675	5	0.675
Alineación de lámina	11.7%	3	0.351	5	0.585	5	0.585	4	0.468
Tensiones/holguras en lámina	11.5%	3	0.345	2	0.23	4	0.46	4	0.46
Sincronización de velocidad lineal	11.3%	3	0.339	3	0.339	2	0.226	4	0.452
Espesor de indentación de gofrado	11.0%	3	0.33	2	0.22	4	0.44	4	0.44
Facilidad de manipulación/manejo	9.9%	3	0.297	2	0.198	3	0.297	4	0.396
Costo de implementar cambios	8.1%	3	0.243	2	0.162	2	0.162	2	0.162
Tiempo de ensamble/desensamble	4.4%	3	0.132	1	0.044	1	0.044	1	0.044
Reducción de desperdicio	4.1%	3	0.123	5	0.205	5	0.205	5	0.205
	100.0%								
Total puntos			3		2.958		3.819		4.027
Lugar			3		4		2		1
¿Continuar?			No		No		No		Desarrollar

Nota. El peso se otorga en base a los resultados cuantificados del QFD.

Las ponderaciones usadas en la Tabla 8 se hacen en base a la rúbrica referencial plasmada en la Tabla 9.

Tabla 9

Rúbrica para matriz de evaluación de conceptos

Desempeño relativo	Calificación
Mucho peor que la referencia	1
Peor que la referencia	2
Igual que la referencia	3
Mejor que la referencia	4
Mucho mejor que la referencia	5

Nota. Obtenido de (Ulrich & Eppinger, 2012),

Se observa en la Tabla 8 que la mejor alternativa es la número 3 correspondiente a la solución en la que todo el sistema de gofrado se lo realiza en la anterior sección llamada carro de polietileno. La característica más relevante en la que se obtiene una gran mejoría con respecto a la opción 1,2 y 3 es la velocidad de sincronización, es decir, con la alternativa 3 se puede añadir un motor que pueda ayudar al motor principal de la línea, esta es una funcionalidad muy necesaria debido a que al pasar la lámina por los rodillos de gofrado se asemeja a un frenado aumentando el torque y la corriente que debe realizar el motor de la línea.

La facilidad de manejo es una característica en la cual la alternativa 3 prima sobre las demás y es debido a que al reducir el número de rodillos de desbobinado el operador tendrá facilidad al realizar el empate del aluminio.

Los sistemas que antes manejaban los operarios como la presión de frenado y la alineación de la lámina se mantienen a excepción del sistema de alineación que se lo hará de manera automática.

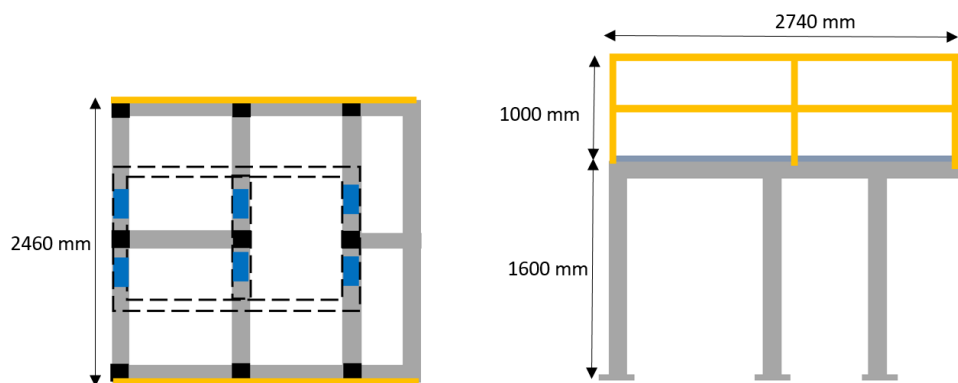
El tiempo de producción se ve mejorado para la alternativa 2 y 3 debido a que se reducen los tiempos de empates y de transporte. En el caso del requerimiento de alineación, la alternativa 2 tiene mejores resultados frente a la alternativa 1 debido a que utiliza un alineador de pivote que mejora la alineación y lo hace de manera mucho más rápida además de tener mejores resultados.

Requisitos de Calidad y producción

Debido a que el sistema de gofrado en línea es un proceso vital para la elaboración de láminas asfálticas impermeabilizantes, existen requisitos impuestos para el sistema a implementar dados por los departamentos de Calidad y Producción de la empresa Imptek Chova del Ecuador S.A. Uno de los principales requerimientos para la lámina de aluminio gofrada es su espesor después de pasar por los rodillos patrón y de presión ya que estos dos permiten que la lámina de aluminio liso adquiera relieves que le dan profundidad. Al impregnarse dicho patrón, la lámina de aluminio debe pasar de tener un espesor de 70 μm a 5.5 mm. Al salir el aluminio gofrado no se debe observar ningún tipo de arruga o raya que pueda afectar el aspecto estético de la lámina.

Figura 39

Dimensiones a ocupar por estructura



Nota. Vista superior y lateral izquierda.

Requisitos para los costos de desarrollo y fabricación

El sistema de gofrado en línea desarrollado en la empresa Imptek Chova del Ecuador S.A tiene un presupuesto asignado de \$30 000, dentro de este valor se incluyen costo de manufactura y materiales.

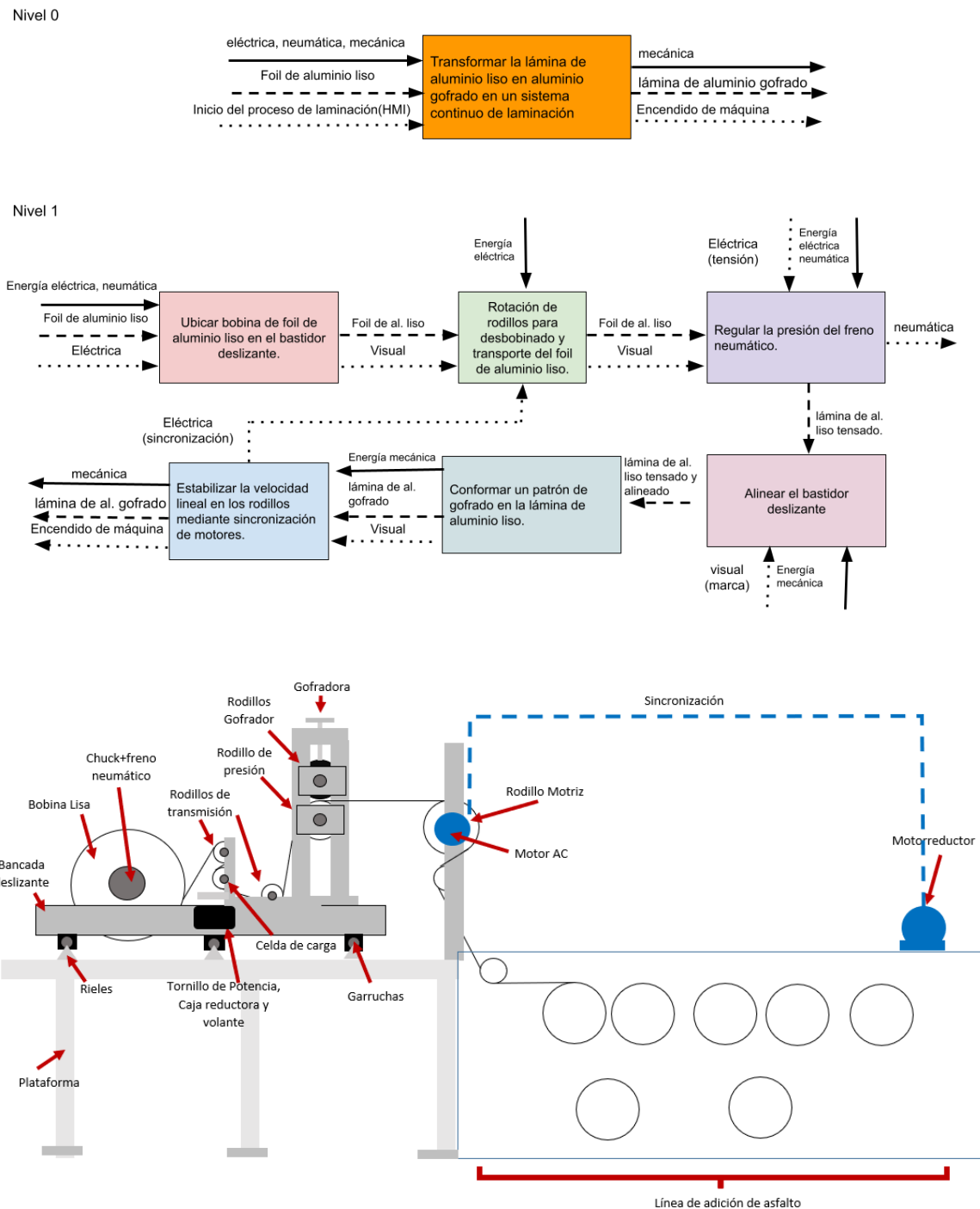
Una de los requisitos es reutilizar la mayor cantidad de elementos que sean funcionales y puedan ser adaptados al sistema de gofrado en línea, los elementos que pueden ser reutilizados se extraen de la estación de gofrado actual, sobre todo los indispensables los cuales son el rodillo gofrador y sus chumaceras debido a que este rodillo es el que contiene el patrón que da forma a la lámina de aluminio gofrado y su costo es excesivamente elevado.

Especificación

El proceso de gofrado en línea comienza al ubicar la bobina de foil de aluminio en los chucks con el uso del teclé, seguido a ello se asegura la bobina a un eje expansible mediante la alimentación neumática, la lámina es desbobinada para seguir una trayectoria fijada a través de un sistema de rodillos la cual permite que se obtenga el valor de tensión presente en la lámina gracias a la lectura de una celda de carga que realimenta una señal analógica a un controlador de tensión, este controlador regula la presión del freno neumático. Inmediato a ello se alinea el bastidor deslizante con la manipulación de un volante conectado a un tornillo de potencia que con el movimiento rotacional se transmite un desplazamiento lineal de acuerdo a la ubicación de la lámina, posterior a ello la gofradora impregna un patrón en la lámina para continuar con el proceso de laminación de material impermeabilizante. Todo este desplazamiento ocurre por acción de dos motores sincronizados para mantener la velocidad lineal durante todo el proceso generando una lámina gofrada, alineada y sin sobre tensiones u holguras, el diagrama funcional asociado a todo este proceso se puede apreciar en la Figura 40.

Figura 40

Diagrama Funcional de gofrado en línea

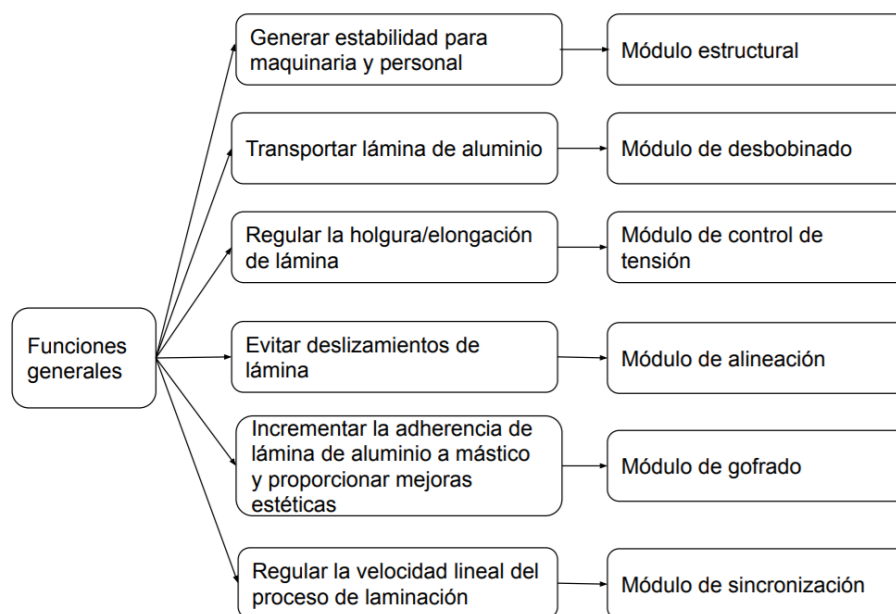


Nota. Se considera la materia prima, la energía y el tipo de señal respectivamente.

Los módulos considerados en el proceso se pueden apreciar en la Figura 41 con el fin de manejar estos temas a mayor profundidad.

Figura 41

Módulos del proyecto de gofrado en línea

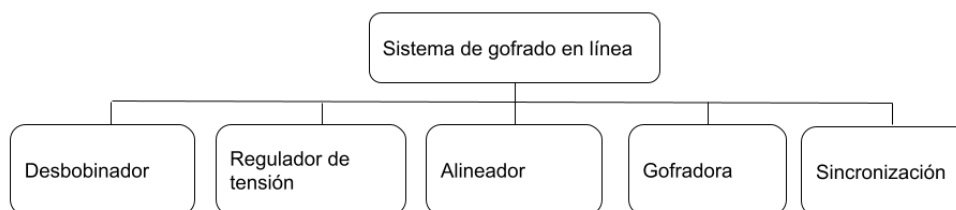


Nota. Módulos cumplen sus funciones ensambladas sobre bastidor deslizante.

Para cumplir con estos módulos especificados en la Figura 41 se realiza una descomposición física como se aprecia en la Figura 42.

Figura 42

Descomposición física del sistema de gofrado en línea



Nota. Está compuesto por 6 módulos al incluir la estructura.

El módulo desbobinador está compuesto por un eje expansible que requiere de una entrada neumática para poder ampliarse y sujetar la bobina de foil de aluminio, se monta en dos chuck que se auto aseguran para poder montarlo apoyado con otros elementos como platinas y pernos que permiten desmontabilidad de estos componentes. Adicionalmente, se cuenta con dos rodillos que permiten cumplir la trayectoria de desbobinado y continuar con la laminación.

El módulo regulador de tensión está conformado por un rodillo de aluminio sujetado por dos celdas de carga en el costado de sus ejes, para el soporte de estos rodillos se usa perfil UPN y se ayudan de otros elementos como platinas, pernos, chumaceras de pared, rodamientos, tornillo de potencia y volantes para el movimiento de un rodillo con nivelador.

El módulo alineador consiste en un tornillo de potencia torneado en sus extremos montado en una chumacera fija, una tuerca de potencia anclada al bastidor deslizante para el movimiento longitudinal a partir de movimiento rotacional, una caja reductora conectada al tornillo de potencia con el uso de chaveta, un volante, platinas, tubos de soporte y pernos para su desmontaje.

El módulo de gofrado requiere de perfil UPN para montaje de parantes, platinas para montaje en estructura deslizante, pernos, tornillo de potencia y cabezales para calibración de la indentación del gofrado, rodillo de presión con cubierta de caucho para montar el rodillo gofrador que marca patrones, resortes que soporten el peso del rodillo gofrador, bloques con rodamientos para el soporte de los ejes de los rodillos y elementos adicionales como rodela para adherencia de elementos de anclaje.

El módulo de sincronización requiere de rodillo metálico el cual se sostiene en chumaceras anclados en pedestales de tubería con el uso de platinas y pernos, adicional de un chavetero para su conexión a motor.

Adicional a todo lo mencionado, es importante considerar el uso de tubería cuadrada para la construcción de plataforma donde se ubicará todo el sistema, para la estructura deslizante y para los barandales que resguardarán la seguridad del operario, además de plancha antideslizante para la movilidad del operario y plancha galvanizado para cobertura de la estructura. Todas las limitaciones y requerimientos observados en los módulos son recopilados en la Tabla 10.

Requerimientos y Limitaciones

Tabla 10

Requisitos generales del sistema de gofrado en línea

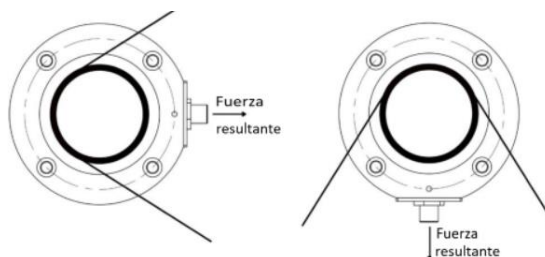
Nº	Característica Técnica	Observaciones
1	Ancho de bastidor acorde a eje expansible	Distancia entre chucks 1.15 m
2	Peso de la bobina de foil de aluminio liso	Soportar 415 kg
3	Largo de los rodillos	1310 mm (tambor 1200m)
4	Tensión de lámina de aluminio	50.7 kg/mm
5	Ubicación de la celda de carga	Generar ángulo de abrazamiento
6	Ubicación de la celda de carga	Dirección de fuerza sobre la celda debe ser horizontal. Figura 44
8	Torque máximo en volante manual	Ejercido por operario promedio
9	Cantidad de rodillos	Optimización
10	Mecanismo de transporte del bastidor	Económicos y de baja fricción
11	Peso del bastidor móvil	Max 1.6 Tn
11	Dimensiones de la estructura	2640x2800x1600

Nº	Característica Técnica	Observaciones
12	Número mínimo de operadores	3
13	Optimización de costos	Reutilizar componentes
14	Datos del motor maestro	Pot=7 HP, i max= 8 A, V= 440 VAC
15	Datos variador de frecuencia del motor maestro	Marca : Eaton
16	Tolerancia máxima de error en sincronización	7%
17	Desplazamiento de bastidor fácil para operario	Baja fricción
18	Marcado de gofrado visible en foil de Aluminio al contacto con rodillo de presión	Dureza mayor a Shore 40A de vulcanizado

Nota. Requerimientos socializados con el departamento de ingeniería de Imptek.

Figura 43

Ubicación de la celda de carga según fuerza resultante



Nota. Obtenido de (Double E, 2018, p.7)

Diseño

Sistema de Gofrado en Línea

Sistema estructural: Bastidor deslizante

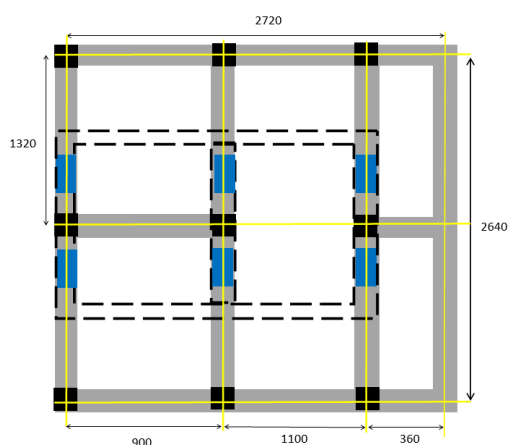
Conceptualización

Es necesaria una estructura deslizante para cumplir con la alineación, al contar con un espacio limitado se debe trabajar con la fase de desbobinado, control de tensión y gofrado en el mismo bastidor, este debe ser móvil para que se pueda desplegar de acuerdo a las necesidades con el valor más bajo de fricción.

Partiendo de las dimensiones y volumen disponible para esta implementación se considera que la estructura base contempla 2.36 m de largo y 2.64 m de ancho, este bastidor debe ser lo más óptimo posible para que no interrumpa el tránsito de los operarios por lo que requiere un ancho de al menos 559 mm (22 in) en cada costado de acuerdo a la normalización de las pasarelas.

Figura 44

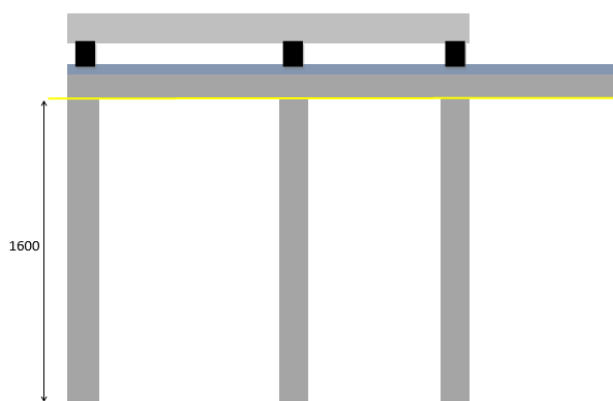
Vista superior de Bastidor deslizante y estructura de soporte



Nota. Las unidades de medición utilizadas son mm.

Figura 45

Vista lateral de Bastidor deslizante y estructura de soporte



Nota. Las unidades de medición utilizadas son mm.

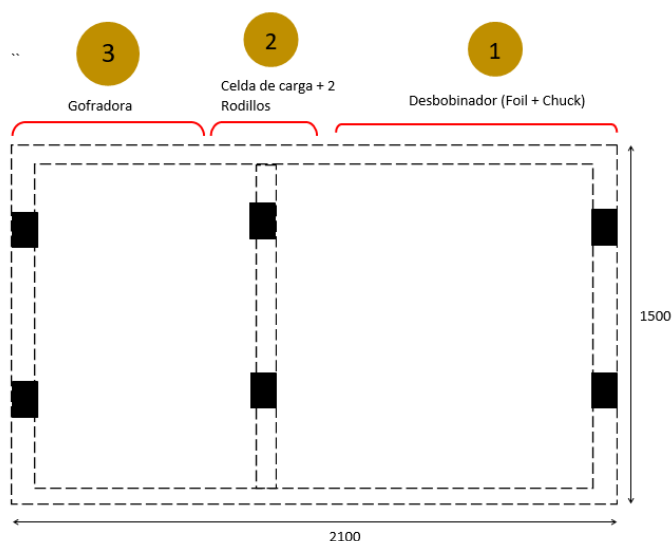
Se puede apreciar en la Figura 44 las dimensiones de ancho y largo de la estructura metálica en la que se apoya el bastidor deslizante junto con la distribución considerada de la misma, además, la Figura 45 indica la altura con respecto al piso a la cual se ubica el bastidor deslizante junto con su vista lateral.

Considerando las fases contempladas para el bastidor deslizante y la limitante de espacio, se plantea distribuir con la secuencia idónea de los módulos mencionados, esta secuencia permite que a la gofradora llegue una lámina con la menor cantidad de arrugas posibles, sin holguras ni estiramientos debido a que el sensor de la tensión se encuentra lo más cercano posible al actuador y permite una retroalimentación para su corrección, esta distribución se puede observar en la Figura 46.

Por disposición del material se selecciona una base estructural con Tubo Cuadrado 100x100x3 mm el cuál será utilizado en el diseño para el estudio de deformaciones y su adecuación para las necesidades. El espesor del tubo facilita la soldadura del mismo.

Figura 46

Fases contempladas en bastidor deslizante



Nota. Las unidades de medición utilizadas son mm.

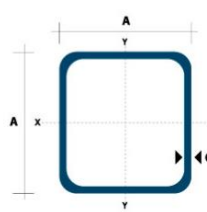
Asignando los 60 cm a cada lado para que el operario pueda caminar junto con los 2 cm de desplazamiento a cada lado del bastidor para alinearse, se requiere trabajar con un bastidor de 1.5m de ancho y 2.1 m de largo como se aprecia en la Figura 46.

Cálculo de cargas superficiales

En base al catálogo de Dipac Manta observado en la Figura 47, la densidad del tubo cuadrado estructural negro de 100x100x3 es 9.17 [Kg/m] para la base del bastidor y la masa asociada al mismo se obtiene aplicando la Ecuación 3.

Figura 47

Catálogo tubo estructural cuadrado en acero negro



Dimensiones			Área		Ejes X-Xe Y-Y		
A	Espesor	Peso	Área	I	W	I	
mm	mm (e)	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ³	
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77	
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74	
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72	
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97	
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95	
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92	
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18	
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15	
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13	
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25	
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56	
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54	
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52	
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97	
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94	
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91	
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39	
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34	
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97	
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92	
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87	
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99	
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94	
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89	
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84	

Nota. Obtenido de (DIPAC, 2021)

$$m_b = L * \delta \quad (3)$$

Donde m_b es la masa de la base [Kg], L es la longitud del tubo [m] y δ es la densidad del material seleccionado [Kg/m].

$$Masa_{base} = 10[m] * 9.17 \left[\frac{Kg}{m} \right] = 92 [Kg]$$

$$\text{Área}_{base} = \text{ancho}_{base} * \text{largo}_{base} = 1.5 [m] * 2.1 [m] = 3.15 [m^2]$$

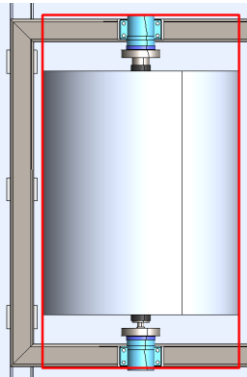
$$Q_{base} = \frac{\text{Masa}_{base}}{\text{Área}_{base}} = 29.206 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

Para cada operario se ha tomado una referencia de masa de 90 [Kg], la cual se considera una precarga. Para completar las cargas superficiales presentes en todo el bastidor se deben analizar las 3 secciones especificadas en la Figura 46, siguiendo ese orden se tiene que:

Sección 1: Desbobinador → Bobina de Foil de Aluminio Liso, Par de chuck, Platinas, Eje expansible como se observa en la Figura 48.

Figura 48

Área ocupada por fase de desbobinado



Nota. El rectángulo comprende el área abarcante para la fase de desbobinado.

$$\text{Masa}_1 = 453.4 [Kg]$$

$$\text{Área ocupada}_1 = \text{ancho}_1 * \text{largo}_1 = 0.850 [m] * 1.528 [m] = 1.299 m^2$$

$$Q_s = \frac{m}{A_o} \quad (4)$$

Donde Q_s es la carga superficial distribuida [Kg/m^2], m es la masa de los elementos considerados [Kg] y A_o es el área ocupada [m^2]. Utilizando la Ecuación 4 para encontrar las cargas superficiales en la zona del desbobinador, celda de carga y gofradora se tiene que:

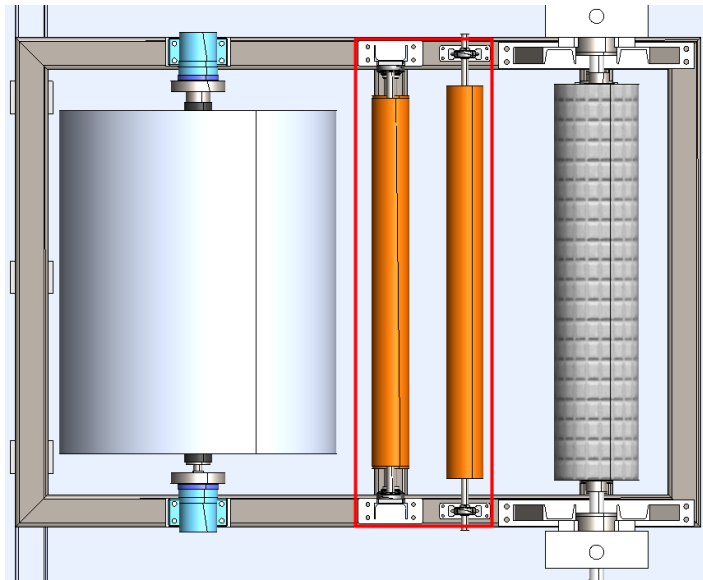
$$Q_{desbobinador} = \frac{Masa_1 + Precarga}{\text{Área ocupada}_1} = 418.386 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] = 0.418 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$Q_1 = Q_{desbobinador} + Q_{base} = 447.593 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] = 0.447 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Sección 2: Control de Tensión → Sistema de rodillos de transmisión, Nivelador, Chumaceras, soporte rodillos como se observa en la Figura 49.

Figura 49

Área ocupada por sección de control de tensión



Nota. El rectángulo comprende el área abarcante para fase de control de tensión.

$$Masa_2 = 110 [Kg]$$

$$\text{Área ocupada}_2 = ancho_2 * largo_2 = 0.404 [m] * 1.474 [m] = 0.597 m^2$$

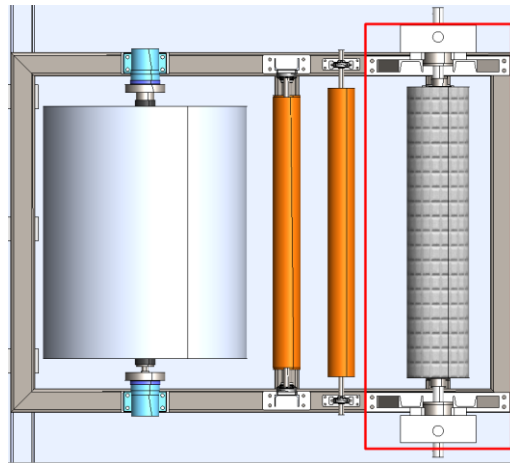
$$Q_{celda} = \frac{Masa_2 + Precarga}{\text{Área ocupada}_2} = 334.914 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] = 0.334 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$Q_2 = Q_{celda} + Q_{base} = 364.12 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] = 0.364 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Sección 3: Gofradora → Rodillo gofrador, rodillo de presión, soportes y parantes, tornillo de potencia, cabezales como se observa en la Figura 50.

Figura 50

Área ocupada por sección de gofrado



Nota. El rectángulo comprende el área abarcante para la fase de gofrado.

$$Masa_3 = 580 [Kg]$$

$$\text{Área ocupada}_3 = \text{ancho}_3 * \text{largo}_3 = 0.6 [m] * 1.87 [m] = 1.122 m^2$$

$$Q_{gofradora} = \frac{Masa_3 + Precarga}{\text{Área ocupada}_3} = 597.148 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

$$Q_3 = Q_{gofradora} + Q_{base} = 626.354 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

Análisis estructural con áreas tributarias

Cargas Lineales

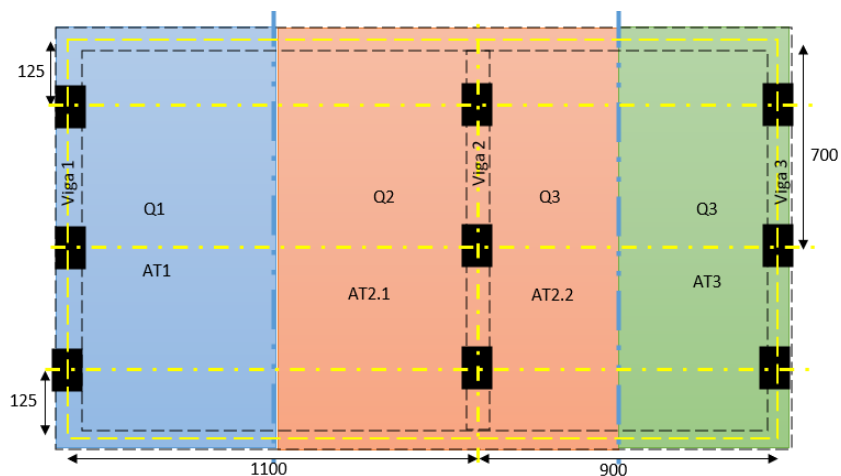
$$q_u = \frac{Q A_T}{L_{viga}} \quad (5)$$

Donde q_u es la carga lineal distribuida en la viga [Kg/m], Q es la carga superficial [Kg/m²], A_T es el área tributaria [m²] y L_{viga} es la longitud de la viga (luz) en [m].

Para encontrar la carga lineal en las 3 vigas verticales (de longitud significativa) se utiliza la Ecuación 5, para el caso de las simulaciones se procede a utilizar la misma ecuación sin considerar la carga superficial del bastidor, pues el software de análisis estructural utilizado ya incluye ello en las cargas muertas del material, por lo que las cargas lineales se obtienen utilizando distancias presentes en la Figura 51.

Figura 51

Área contemplada para cada carga superficial



Nota. Áreas rectangulares por la relación de largo de vigas horizontales y verticales.

Los valores obtenidos se pueden observar en la Tabla 11 y los cálculos realizados para la obtención de las cargas lineales en las 3 vigas se pueden observar en el Anexo B.

Tabla 11*Cargas lineales en vigas de bastidor*

Viga	Longitud [mm]	Ancho [mm]	Área [m²]	Carga lineal (q_u) [N/mm]	Carga lineal para simulación (q_{usimu})
1	1528	550	0.84	2.459	2.299
2	1500	450	0.675	4.066	3.777
3	1870	450	0.842	3.446	3.285

Nota. Las cargas lineales son especificadas para cálculos y para la simulación (no considera el peso propio del tubo)

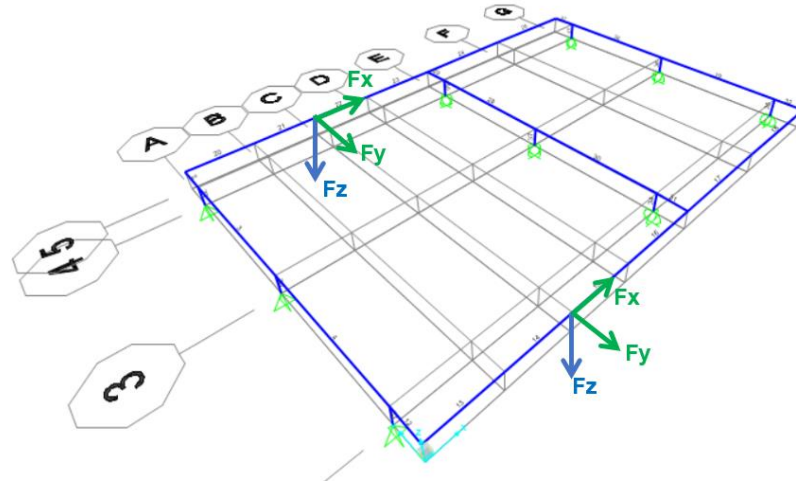
Análisis de cargas puntuales (En elementos de desplazamiento lineal)

Partiendo del uso de un tecele para el transporte de la bobina de foil de Aluminio se consideran de manera inicial las denominadas 'Crane Loads' producidas por la acción de tal elemento cuando la bobina es colocada en los respectivos soportes 'chuck', estas cargas pueden ser de dos tipos, la primera es la fuerza de impacto vertical producidas por grúas motorizadas que deben ser consideradas como un 25% de la fuerza del elemento a transportar y la segunda es la fuerza de impacto lateral cuando se usan carros eléctricos que se calcula con el 20% del peso de la bobina transportada y se supone cualquier dirección paralela a la viga que sostiene el chuck, es decir tanto en el eje x y y como se observa en la Ecuación 6 y Ecuación 7. (ASCE, 2017, p.18)

Conociendo la masa de la bobina de foil de aluminio de 415 [Kg], se consideran las direcciones de la fuerza de impacto vertical y lateral como se observa en Figura 52 y sus valores son:

Figura 52

Fuerzas de impacto vertical y lateral



Nota. La dirección es dada en base a la trayectoria del teclé con la bobina.

$$F_x = F_y = 0.2 * m_{bobina} \quad (6)$$

Donde F_x y F_y son las fuerzas de impacto horizontales en [Kg], m_{bobina} es la masa de la bobina de foil de aluminio en [Kg] y F_z es la fuerza de impacto vertical en [Kg].

$$F_x = F_y = 0.2 * 415 [Kg] = 83[Kg] = 813.952 [N]$$

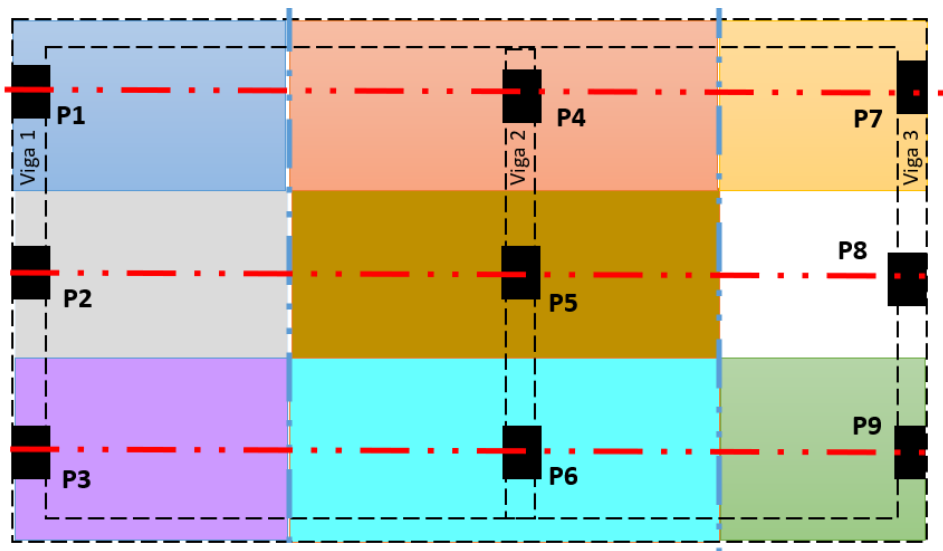
$$F_z = 0.25 * m_{bobina} \quad (7)$$

$$F_z = 0.25 * 415 [Kg] = 103.75 [Kg] = 1017 [N]$$

Como se observa en la Figura 53, cada elemento encargado de desplazar al bastidor es tratado como una columna por lo que la fuerza recae como una carga puntual, encontrando el valor más alto de la misma se puede dimensionar el elemento a utilizarse para que no ceda y se optimice costos.

Figura 53

Distribución de soportes deslizantes para cargas puntuales



Nota. La separación de garruchas es equidistante.

Para encontrar la carga puntual se aplica en cada elemento la Ecuación 8 con sus posibles variaciones, para ello se debe encontrar el área tributaria (circundante) y la carga superficial que le corresponde en esa sección, aplicando la ecuación se tiene que:

$$P_N = Q_N * A_N \quad (8)$$

Donde P_N es la carga puntual en [Kg], Q_N es la carga superficial de la zona considerada [Kg/m^2] y A_N es el área circundante al elemento que soporta toda la carga en [m^2]. Las cargas puntuales obtenidas para cada uno de los elementos de deslizamiento pueden apreciarse en la Tabla 12, los cálculos desarrollados para los valores plasmados se encuentran en el Anexo B.

Tabla 12

Cargas puntuales para elementos de deslizamiento en bastidor

Carga puntual	Longitud [mm]	Ancho [mm]	Área [m²]	Carga puntual (P_i) [Kg]
1	475	550	0.261	168.809
2	700	550	0.385	172.323
3	475	550	0.193	168.809
4	475	450	0.214	280.885
5	700	450	0.315	337.488
6	475	450	0.214	280.885
7	475	450	0.214	133.883
8	700	450	0.315	197.302
9	475	450	0.214	133.883

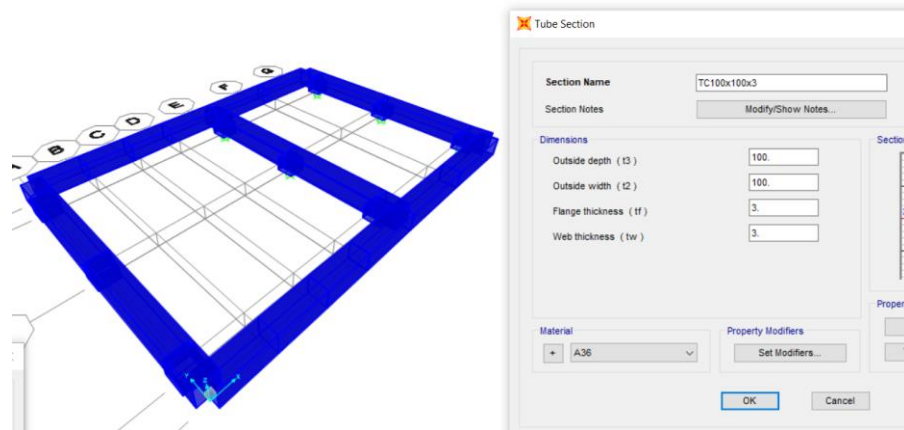
Nota. Datos recopilados del anexo B.

Simulación y validación

Previamente se han obtenido los resultados teóricos de las cargas puntuales que soportaría cada elemento de deslizamiento para el bastidor, sin embargo, existe un software que permite un estudio y análisis CAE en el que se pueden obtener resultados de mayor precisión junto con información adicional como las deformaciones e indicadores de qué tan adecuado es el material seleccionado, además se consideran de cargas combinadas que facilitan verificar los valores obtenidos con el uso de áreas tributarias, el programa utilizado es SAP2000 en el que las consideraciones tomadas se basan en no adicionar la carga del material como una carga muerta porque el programa ya designa un peso al mismo. La Figura 54 indica el material seleccionado y su extrusión tridimensional para verificar que es el adecuado en base al disponible en Imptek Chova del Ecuador S.A. La Figura 55 indica las cargas distribuidas y puntuales correspondientes a cargas muertas mientras que la Figura 56 indica la carga viva correspondiente al peso fluctuante de la bobina, pues este varía de acuerdo a su desbobinado en el tiempo.

Figura 54

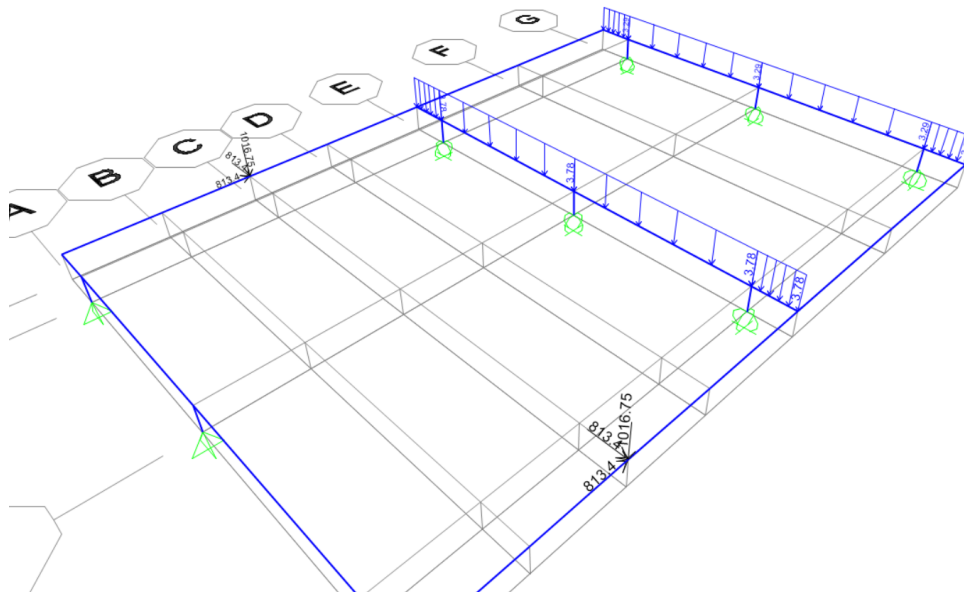
Sección extruida del material simulado



Nota. Tubo comercial 100x100x3mm.

Figura 55

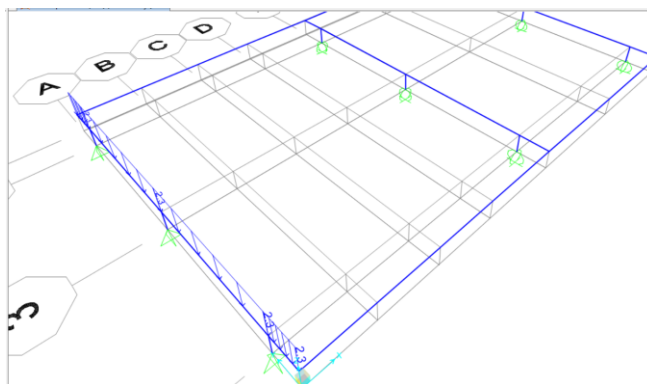
Cargas muertas puntuales y lineales asignadas al bastidor



Nota. Cargas muertas comprendidas para los módulos de desbobinado y de gofrado.

Figura 56

Carga viva lineal asignada a viga



Nota. Carga viva producida por la variación de la bobina en su diámetro.

Al trabajar con cargas combinadas se considera la relación de 1.2 veces la carga muerta junto con 1.6 veces la carga viva, simulando el comportamiento se obtiene que las cargas puntuales en los elementos de deslizamiento del bastidor son las observadas en la Figura 57.

Figura 57

Cargas puntuales soportadas por los elementos deslizantes

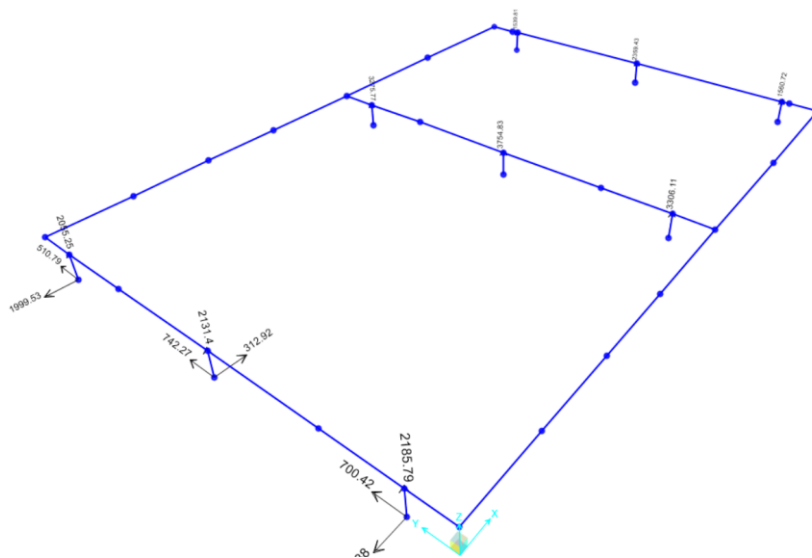
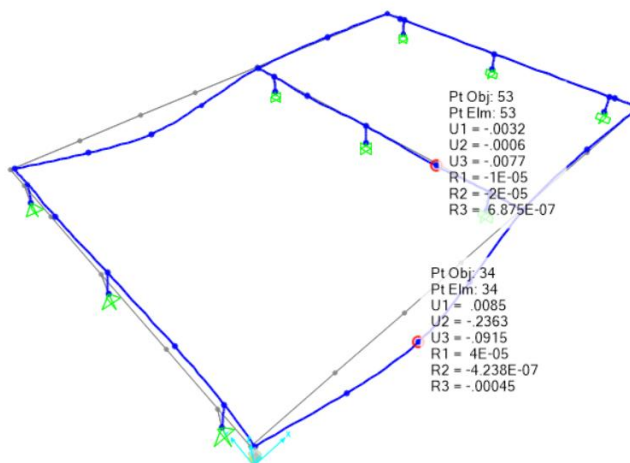


Figura 58

Deformaciones en bastidor deslizante



Nota. Puntos críticos de deformación.

Se observa en la Figura 58 que los dos puntos (34 y 53) son los que mayor deformación presentaron en alguno de los 3 ejes del sistema, sin embargo, ninguno de ellos excede el límite establecido de deformación según la ASME NOG 1 que establece que la longitud de la viga (L) dividido para 600 es el valor permitido, en este caso la longitud es de 1100mm por lo que el valor máximo admisible para deformarse es de 1.83 mm, siendo un valor ampliamente mayor a los mostrados en la Figura 58.

Sistema estructural: Plataforma fija

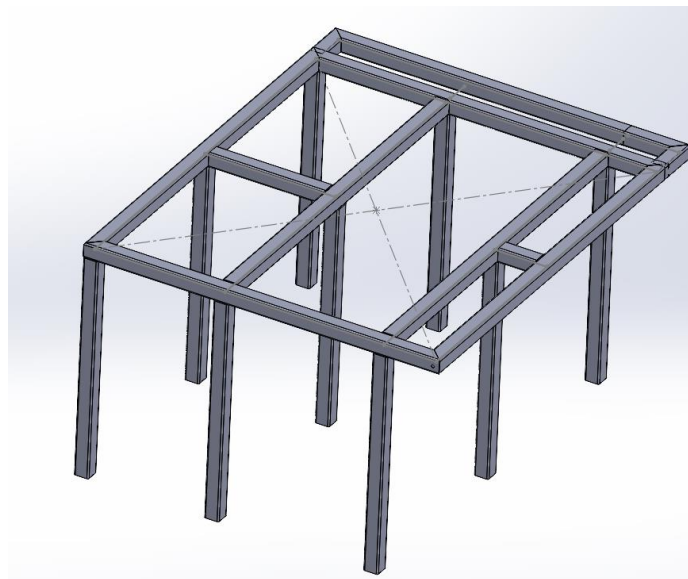
Partiendo del espacio designado y las consideraciones de ubicación de soportes guías (rieles) para el deslizamiento de las garruchas se tienen limitaciones en las posiciones de las vigas, sin embargo, debe considerarse adicionalmente la cantidad necesaria y proporcional que eviten pandeos en la plancha antideslizante ubicado para el tránsito de operarios en las pasarelas o 'catwalk'.

Conceptualización

El diseño propuesto consiste en una estructura metálica conformada por un cuadrante en el parte superior encargado de fijar la plancha antideslizante para que soporte las cargas de operarios, bastidor deslizante, maquinaria y materia prima y sea sostenida por 9 columnas distribuidas a lo largo de las tres vigas principales donde el bastidor deslizante apoyará sus garruchas, el diseño propuesto se puede apreciar en la Figura 59.

Figura 59

Concepto de plataforma estructural



Nota. Extremos en voladizo.

Las dimensiones definidas para el cuadrante metálico son:

$$l_p = 2800 \text{ [mm]}$$

$$a_p = 2740 \text{ [mm]}$$

$$A_p = l_p * a_p = 7.672 \text{ [m}^2\text{]}$$

Cargas superficiales en plataforma

La plancha antideslizante está construido en Acero A36, sabiendo que la densidad de este material es de $7.85 \text{ [g/cm}^3\text{]}$, la carga superficial asociada a este componente se obtiene aplicando la Ecuación 9.

$$Q_{tool} = \rho_{A36} * t \quad (9)$$

Donde $Q_{plancha}$ es la carga muerta superficial de la plancha antideslizante de 4 mm $[\text{Kg/m}^2]$, ρ_{A36} es la densidad del acero A36 $[\text{Kg/m}^3]$ y t es el espesor de la plancha de plancha $[\text{m}]$.

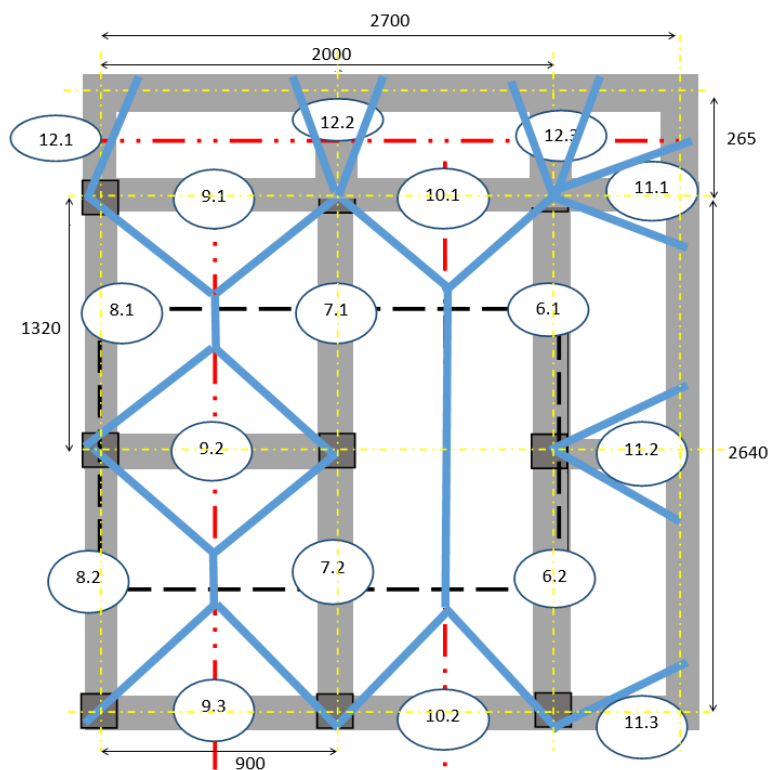
$$Q_{plancha} = 7850 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] * \frac{4}{1000} [\text{m}] = 31.4 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right]$$

Adicional a esa carga, se debe considerar lo que menciona la Sociedad Americana de Ingenieros Civiles para las pasarelas con respecto a las cargas vivas mínimas distribuidas uniformemente para pasarelas de acceso a mantenimiento la cual para el primer piso es:

$$Q_{catwalk} = 1.92 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right] = 195.785 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right]$$

Cargas lineales en plataforma

Para identificar las cargas en cada viga se procede con un trazo de áreas tributarias en la plataforma con el fin de encontrar una distribución adecuada, a diferencia del bastidor deslizante, la relación de largos de las vigas horizontales y verticales no es superior a 2 por lo que no se pueden utilizar trazos rectangulares y se debe trabajar en su mayoría con triángulos y trapecios como se observa en la Figura 60.

Figura 60*Áreas tributarias en plataforma*

Nota. Las unidades de medición utilizadas son mm.

Para encontrar las cargas lineales en cada una de las vigas se debe considerar que si la relación entre las longitudes de las vigas que conforman el cuadrante es mayor a 2 se puede trabajar con áreas rectangulares, caso contrario con áreas triangulares y trapezoidales, la Ecuación 5 utilizada para el bastidor deslizante es la misma ecuación necesaria para encontrar las cargas lineales en estas vigas considerando que debe aplicarse a la carga muerta de la plancha y a la carga viva del catwalk. La Tabla 13 indica un resumen de los valores para la plataforma, los resultados obtenidos son obtenidos en el Anexo B.

Tabla 13*Cargas lineales en plataforma estructural*

Viga	Luz viga [mm]	Carga lineal muerta (q_{udead1}) [N/mm]	Carga lineal muerta (q_{udead2}) [N/mm]	Carga lineal viva (q_{ulive1}) [N/mm]	Carga lineal viva (q_{ulive2}) [N/mm]
6.1	1320	0.17	0.139	1.061	0.865
6.2	1320	0.17	0.139	1.061	0.865
7.1	1320	0.104	0.139	0.651	0.865
7.2	1320	0.104	0.139	0.651	0.865
8.1	1320	0.104	-	0.654	-
8.2	1320	0.104	-	0.654	-
9.1	900	0.083	0.076	0.516	0.471
9.2	672	0.076	0.076	0.471	0.471
9.3	950	0.076	-	0.471	-
10.1	900	0.099	0.085	0.617	0.528
10.2	1100	0.085	-	0.528	-
11.1	700	0.071	0.071	0.445	0.445
11.2	700	0.071	0.071	0.445	0.445
11.3	700	0.071	-	0.445	-
12.1	265	0.033	-	0.208	-
12.2	265	0.033	0.033	0.208	0.208
12.3	265	0.033	0.033	0.208	0.208

Nota. Las cargas lineales son separadas entre vivas y muertas.

Simulación

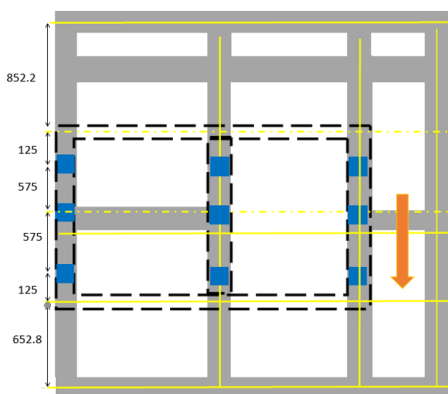
Conociendo las cargas lineales que influyen en cada una de las vigas mostradas en la Figura 60 se tienen dos posibles configuraciones, al montar el bastidor deslizante este puede alcanzar una distancia de deslizamiento de +100 [mm] (desplazamiento hacia arriba) y -100 [mm] (desplazamiento hacia abajo), para ello se consideran ambos casos de estudio.

En la Figura 61 se puede apreciar el caso particular de -100 [mm] en el cual se acotan las distancias de cada garrucha, esto permite que al ingresar las cargas pertenecientes a las garruchas ubicadas en la parte de desbobinador se las configure como fuerzas vivas puntuales como se observa en la Figura 62 y poder ubicar el resto

de cargas muertas puntuales correspondientes al resto de garruchas de acuerdo a la configuración actual como se observa en la Figura 63.

Figura 61

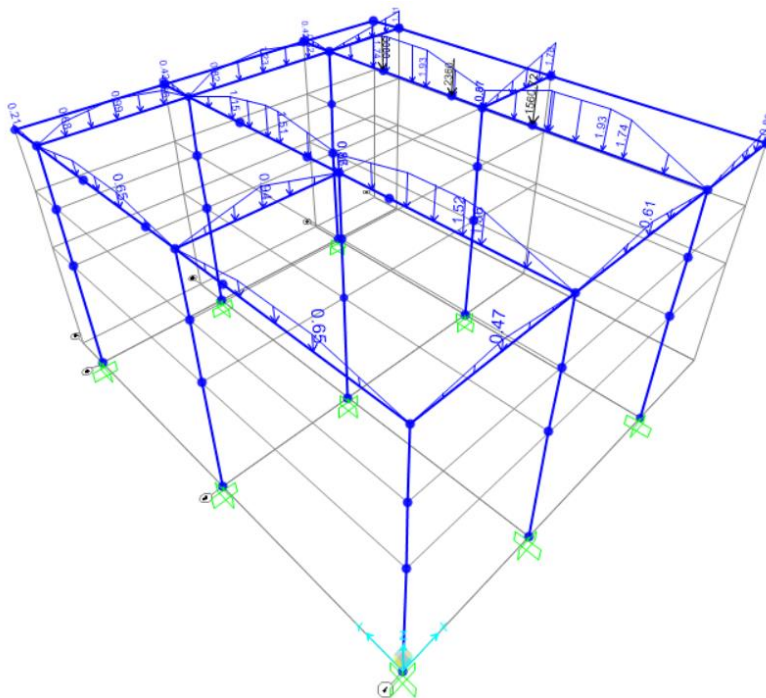
Ubicación de las garruchas en configuración -100[mm]



Nota. La configuración -100 [mm] indica desplazamiento hacia abajo.

Figura 62

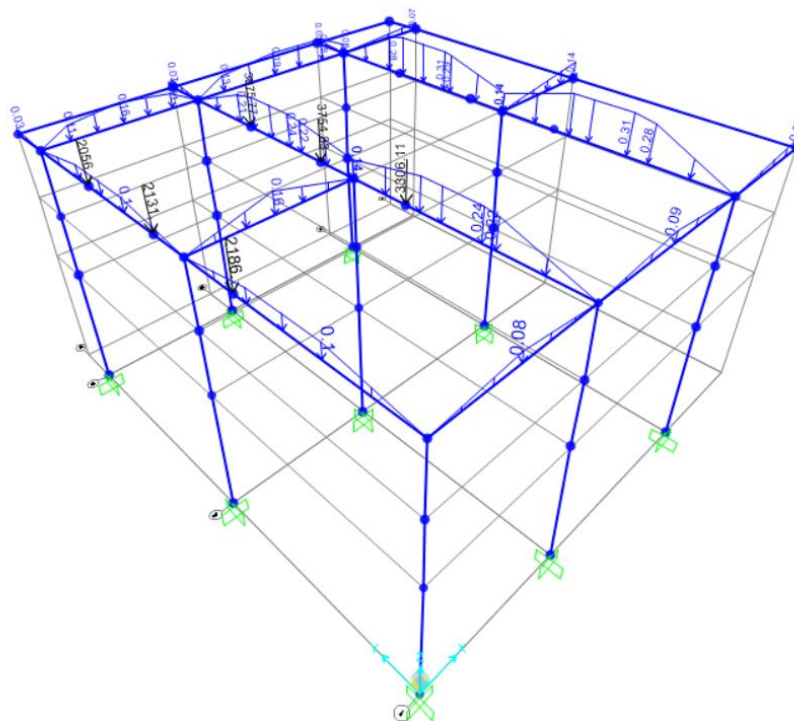
Cargas vivas puntuales y distribuidas en plataforma para configuración -100 [mm]



Nota. Cargas vivas consideradas para el caso más crítico de -100 [mm].

Figura 63

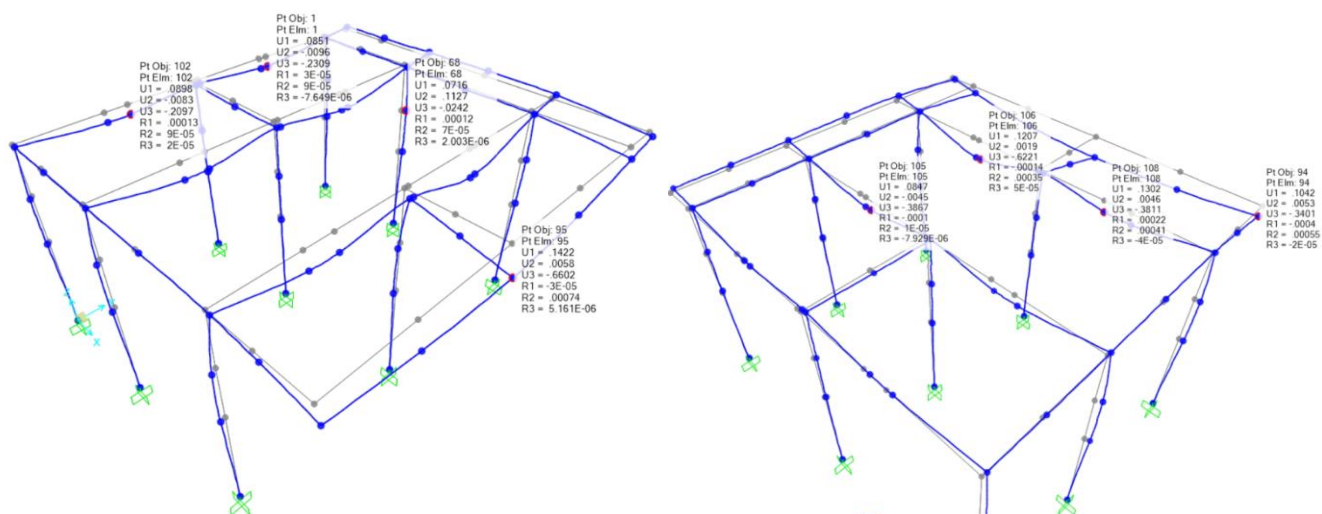
Cargas muertas puntuales en plataforma para configuración -100 [mm]



Nota. Cargas vivas consideradas para el caso más crítico de -100 [mm].

Figura 64

Deformaciones en plataforma para configuración -100 [mm]



Nota. Deformaciones críticas detectadas en plataforma desplazada -100 mm.

Se observa que los seis puntos (1, 68, 94, 95, 105 y 106) en la Figura 64 son los que mayor deformación presentaron en alguno de los 3 ejes del sistema cuando el bastidor está desplazado -100 [mm], sin embargo, ninguno de ellos excede el límite propuesto de deformación según la ASME NOG 1 la cual establece que la longitud de la viga (L) dividido para 600 es el valor permitido en el caso de vigas que no estén en voladizo y longitud de la viga (L) dividido para 360 en el caso de que se encuentre en voladizo, por ello en base a la Figura 64 se tiene que

$$Pto. 1 \rightarrow \frac{1320}{600} = 2.2 \text{ mm} > 0.23 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 68 \rightarrow \frac{1525}{600} = 2.5416 \text{ mm} > 0.1127 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 94 \rightarrow \frac{540}{360} = 1.5 \text{ mm} > 0.34 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 95 \rightarrow \frac{540}{360} = 1.5 \text{ mm} > 0.16 \text{ mm (Cumple)}$$

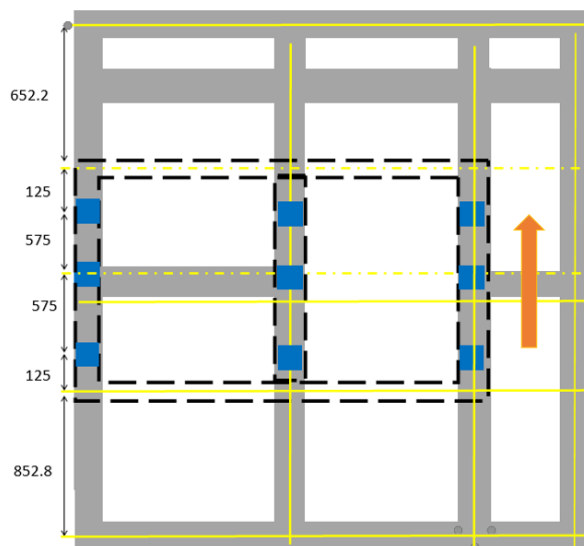
$$Pto. 105 \rightarrow \frac{540}{360} = 1.5 \text{ mm} > 0.66 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 106 \rightarrow \frac{1320}{600} = 2.2 \text{ mm} > 0.6221 \text{ mm (Cumple)}$$

En la Figura 65 se puede apreciar el caso particular de +100 [mm] en el cual se acotan las distancias de cada garrucha, esto permite que al ingresar las cargas pertenecientes a las garruchas ubicadas en la parte de desbobinador se las configure como fuerzas vivas puntuales como se observa en la Figura 66 y poder ubicar el resto de cargas muertas puntuales correspondientes al resto de garruchas de acuerdo a la configuración actual como se observa en la Figura 67.

Figura 65

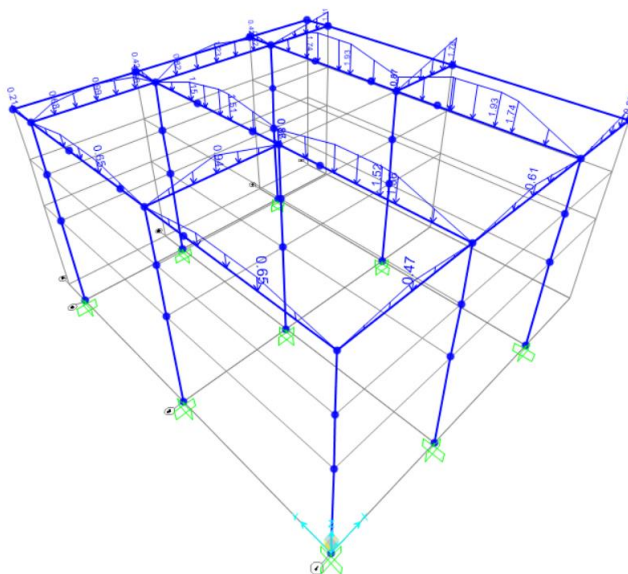
Ubicación de las garruchas en configuración +100[mm]



Nota. La configuración -100 [mm] indica desplazamiento hacia abajo.

Figura 66

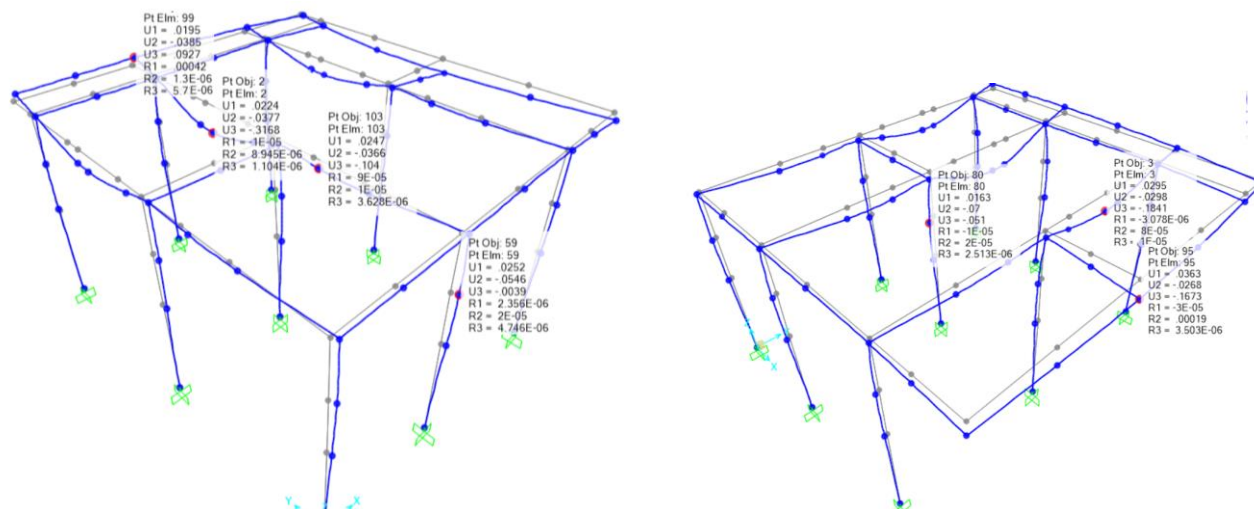
Cargas vivas distribuidas en plataforma para configuración +100 [mm]



Nota. Deformaciones críticas detectadas en plataforma desplazada +100 mm.

Figura 67

Cargas muertas puntuales en plataforma para configuración +100 [mm]



Nota. Cargas vivas consideradas para configuración +100 [mm]

Se observa que los seis puntos (2, 3, 80, 95, 99 y 103) en la 7 son los que mayor deformación presentaron en alguno de los 3 ejes del sistema con el bastidor desplazado +100 [mm], sin embargo, ninguno de ellos excede el límite establecido de deformación según la ASME NOG 1 la cual establece que la longitud de la viga (L) dividido para 600 es el valor permitido en el caso de vigas que no estén en voladizo y longitud de la viga (L) dividido para 360 en el caso de que se encuentre en voladizo, esta configuración es menos crítica que al ubicar el bastidor en -100 [mm].

$$Pto. 2 \rightarrow \frac{1320}{600} = 2.2 \text{ mm} > 0.31 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 3 \rightarrow \frac{1320}{600} = 2.2 \text{ mm} > 0.184 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 80 \rightarrow \frac{1525}{600} = 2.5416 \text{ mm} > 0.07 \text{ mm (Cumple)}$$

$$Pto. 95 \rightarrow \frac{540}{360} = 1.5 \text{ mm} > 0.16 \text{ mm (Cumple)}$$

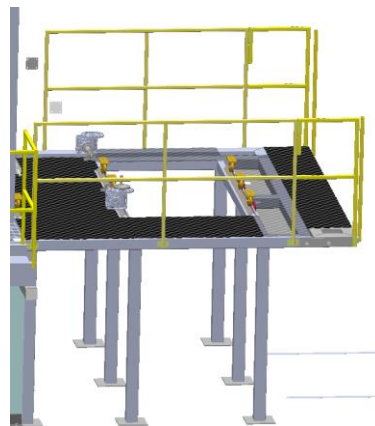
$$Pto. 99 \rightarrow \frac{265}{360} = 0.73 \text{ mm} > 0.1 \text{ mm (Cumple)}$$

Sistema estructural: Barandales

Para mantener la seguridad del operario se plantea el uso de barandales que sirvan de apoyo en su camino sobre la estructura y permita evitar tropiezos en los laterales de la plataforma, la conceptualización del barandal montado en la plataforma se puede apreciar en la Figura 68. Para el diseño del barandal se debe considerar las cargas a través de los soportes que pueden ser de dos tipos de acuerdo a (ASCE, 2017), la primera es la carga concentrada en la cual la baranda debe estar diseñada para resistir 200 [lb] (0.89 kN) aplicada en cualquier dirección y en cualquier punto del pasamanos, mientras que la otra carga es la uniforme y esta debe ser de 0.73 [kN/m] como se observa en la Figura 69, sin embargo, dentro de las excepciones se menciona que no es necesario considerar la carga uniforme para aplicaciones que sirven a una carga de ocupantes no mayor de 50.

Figura 68

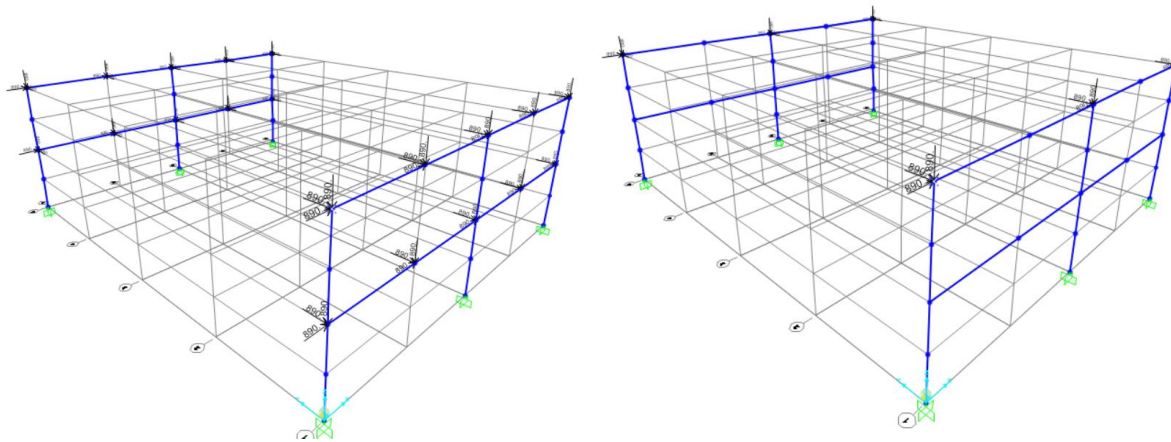
Conceptualización de sistema de barandas



Nota. Las barandas son desmontables.

Figura 69

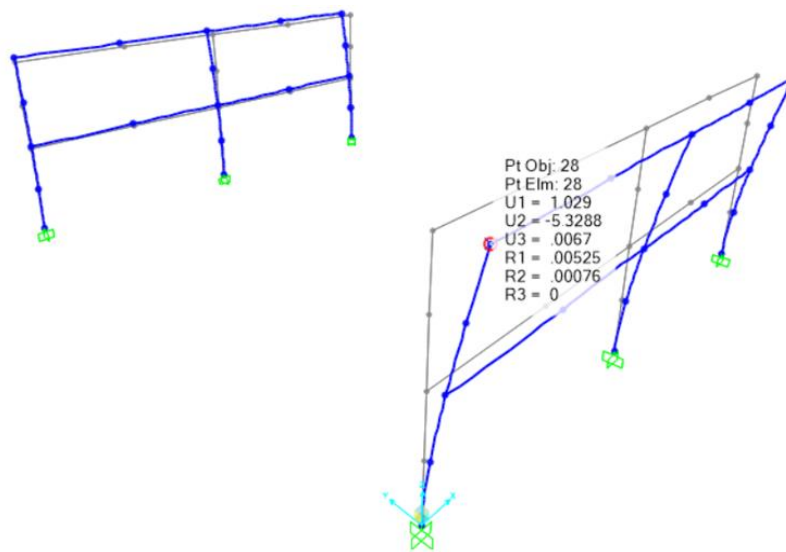
Cargas puntuales aplicadas a barandas



Nota. Las cargas consideradas comprenden cargas vivas y muertas respectivamente.

Figura 70

Deformaciones de barandas



Nota. El punto mostrado es el más crítico.

Esta baranda debe tener un mínimo de altura de 3.5 [ft] (990.6 [mm]), siendo ésta de 1115 mm para mantener uniforme la parte estética con el resto de barandales mientras cumple con tal restricción mencionada en “1914 Universal Safety Standards”. El límite establecido de deflexión de una baranda estándar es de $h/111$, al tener h como la altura del pasamanos se tiene que el valor de la deformación admisible es de 10.04 [mm] bajo una carga puntual de diseño de 200 libras en cualquier dirección, por ello en base a la Figura 70 se tiene que:

$$Pto. 9 \rightarrow \frac{1115}{111} = 10.04 \text{ mm} > 5.32 \text{ mm (Cumple)}$$

Sin embargo, el caso presentado en la Figura 70 es el más crítico, pues se considera todas las cargas puntuales posibles actuando de manera simultánea por lo que no necesariamente puede ocurrir ello, pues la norma ASCE menciona que debe soportar la carga mencionada en cualquier dirección, pero no la cantidad de cargas a la vez y se ubican en la Figura 69 la cantidad adecuada para el espacio considerado. Inclusive, usando un criterio más exigente mencionado en la Tabla 1604.3 de IBC se considera que

$$\frac{1115}{120} = 9.29 \text{ mm} > 5.32 \text{ mm (Cumple)}$$

Mostrando que, con ambos criterios, el diseño cumple y soporta las cargas de 200 [lb] ubicadas en los apoyos de la baranda en cualquier dirección y de forma simultánea.

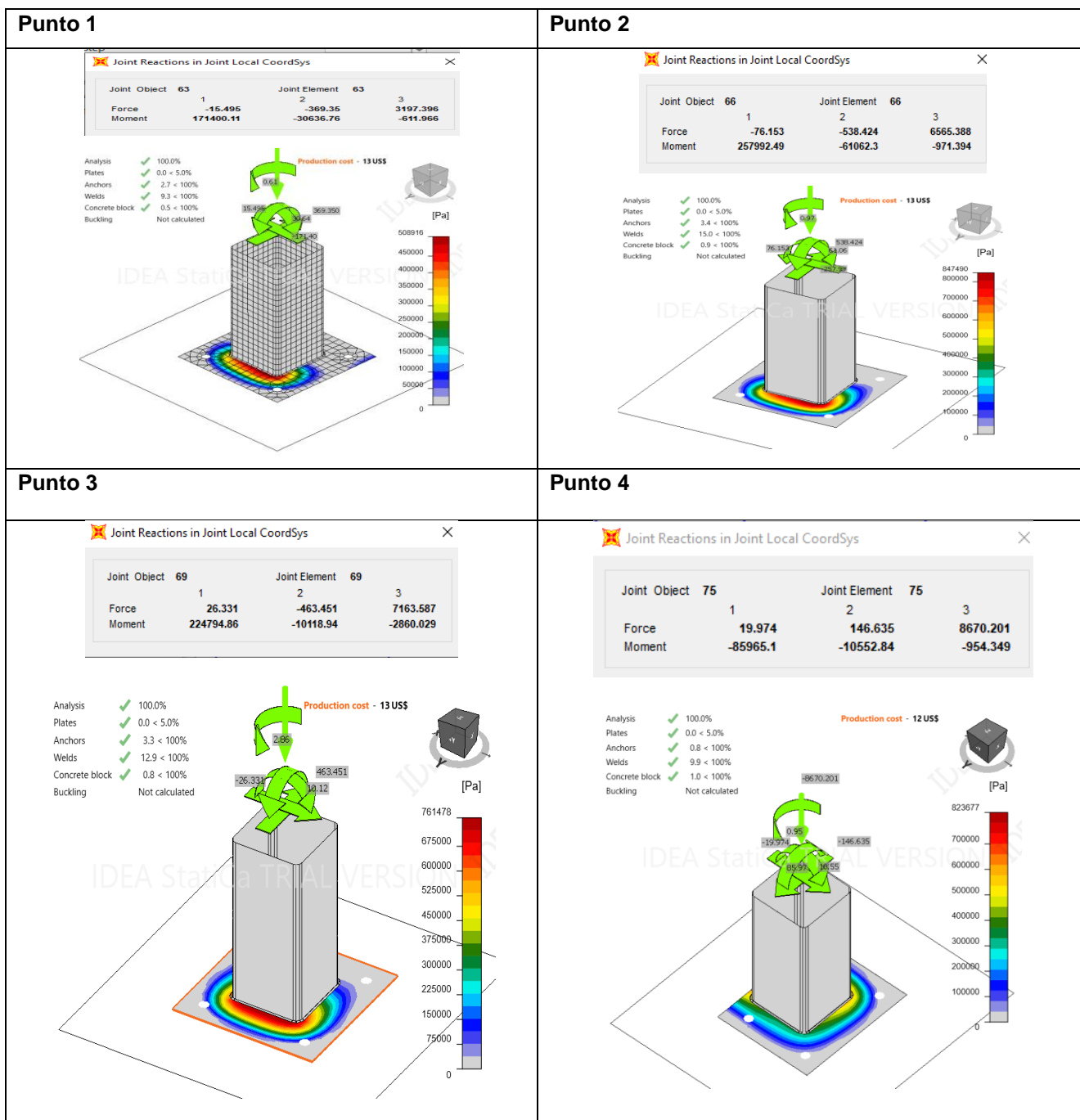
Sistema estructural: Placas base

A partir de las reacciones y momentos producidos en las bases de la simulación de la plataforma en SAP2000, se aplican esos valores en el software IDEASstatica con el fin de verificar que los componentes no presenten inconvenientes, para ello se trabaja con una columna usando tubo cuadrado de 100x100x3 mm, una platina de 200x200x10 mm, pernos de ½"x4" ubicados a una distancia de 0.85 [in] de

los fillos de la platina y un cordón de soldadura de ancho 1/8", la simulación se dio en el orden correspondiente y se obtiene los resultados que indican la Tabla 14.

Tabla 14

Análisis de placas base para plataforma usando IDEAStática



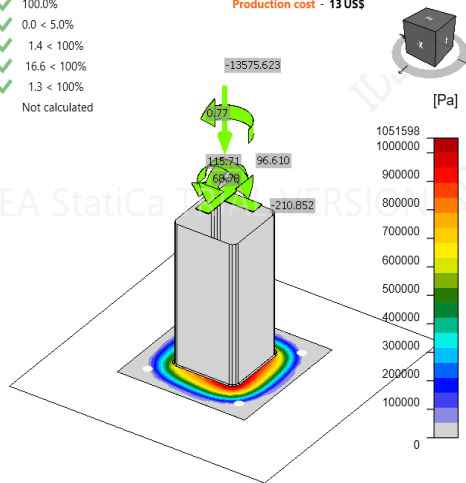
Punto 5

Joint Reactions in Joint Local CoordSys

Joint Object	Joint Element		
	1	2	3
Force	-96.61	210.852	13575.623
Moment	-115708.9	-68777.1	-773.8

- Analysis ✔ 100.0%
- Plates ✔ 0.0 < 5.0%
- Anchors ✔ 1.4 < 100%
- Welds ✔ 16.6 < 100%
- Concrete block ✔ 1.3 < 100%
- Buckling - Not calculated

Production cost - 13 US\$



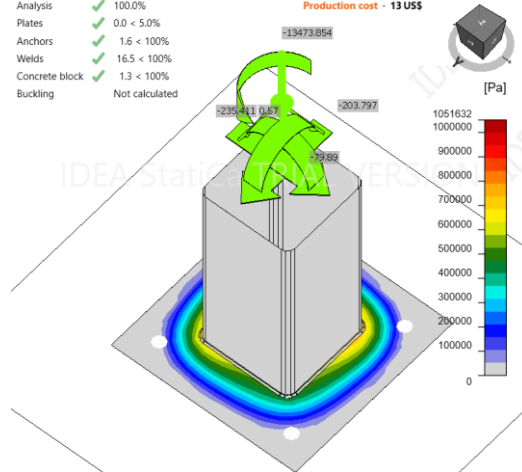
Punto 6

Joint Reactions in Joint Local CoordSys

Joint Object	Joint Element		
	1	2	3
Force	235.411	203.797	13473.854
Moment	-107861.8	79893.53	-572.175

- Analysis ✔ 100.0%
- Plates ✔ 0.0 < 5.0%
- Anchors ✔ 1.6 < 100%
- Welds ✔ 16.5 < 100%
- Concrete block ✔ 1.3 < 100%
- Buckling - Not calculated

Production cost - 13 US\$



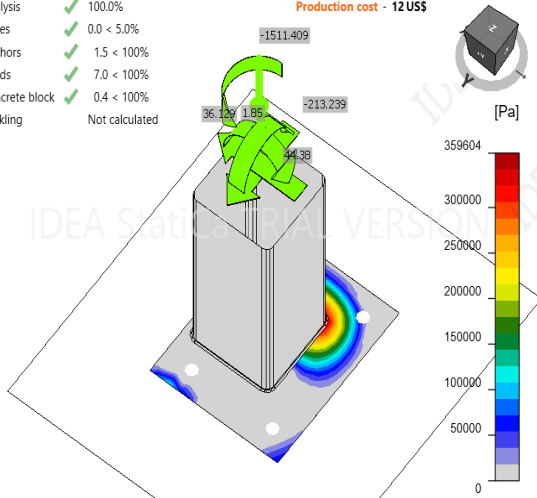
Punto 7

Joint Reactions in Joint Local CoordSys

Joint Object	Joint Element		
	1	2	3
Force	-36.129	213.239	1511.409
Moment	-118919.1	-44380.3	-1847.313

- Analysis ✔ 100.0%
- Plates ✔ 0.0 < 5.0%
- Anchors ✔ 1.5 < 100%
- Welds ✔ 7.0 < 100%
- Concrete block ✔ 0.4 < 100%
- Buckling - Not calculated

Production cost - 12 US\$



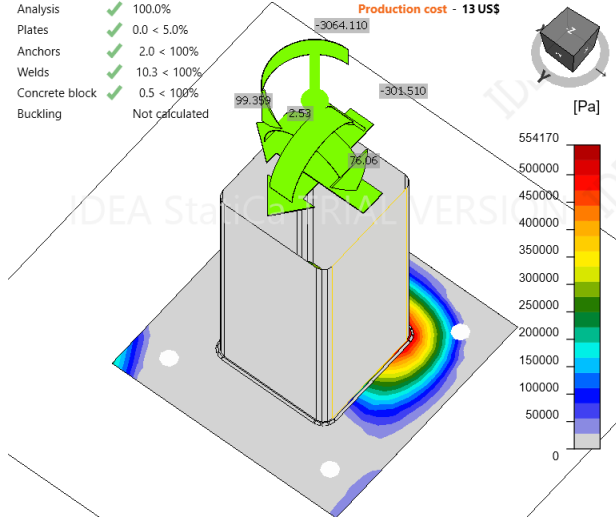
Punto 8

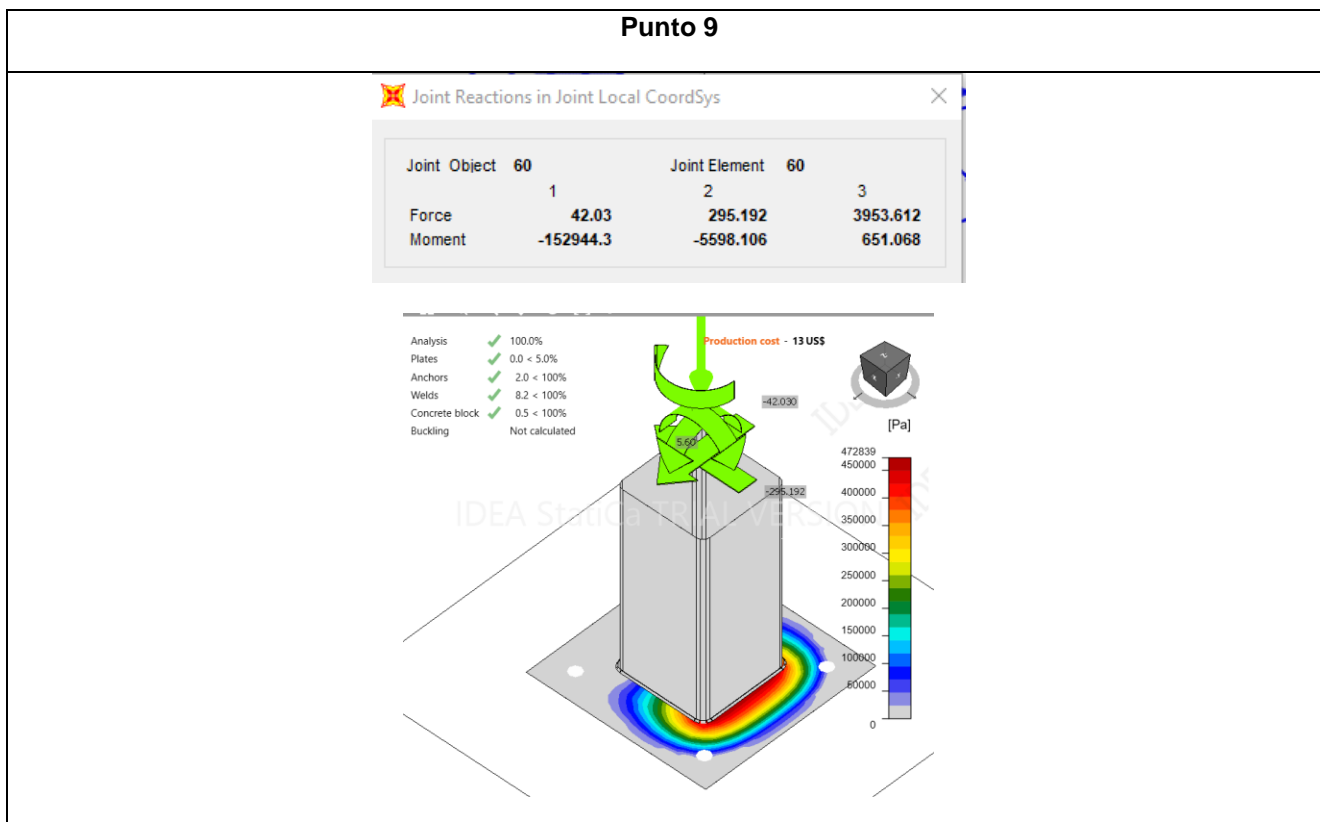
Joint Reactions in Joint Local CoordSys

Joint Object	Joint Element		
	1	2	3
Force	-99.359	301.51	3064.116
Moment	-160430.2	-76058.	-2533.199

- Analysis ✔ 100.0%
- Plates ✔ 0.0 < 5.0%
- Anchors ✔ 2.0 < 100%
- Welds ✔ 10.3 < 100%
- Concrete block ✔ 0.5 < 100%
- Buckling - Not calculated

Production cost - 13 US\$





Nota. Las placas 1, 4 y 7 poseen una geometría distinta.

Se aprecia en la Tabla 14 que los puntos de mayor sollicitación se dan en las columnas que componen la parte central de la plataforma (columna 4, 5 y 6), pues en este sitio se centran los pesos del bastidor deslizante, gofradora y demás elementos de la maquinaria, sin embargo, los puntos 5 y 6 son los más críticos con una fuerza de 13575 y 13473 [N] respectivamente, cada una de las simulaciones para el caso de -100 mm (desplazado el bastidor hacia abajo) es aceptada tanto en el espesor de la placa, el ancho del cordón de soldadura, los pernos seleccionados, los agujeros ubicados y el concreto al que se ancla, este caso de ubicación del bastidor es el que mayor demanda presenta y su validación es suficiente para aprobar las placas base.

Sistema estructural: Plancha antideslizante

Para poder transitar sobre la estructura construida, se decidió utilizar plancha antideslizante, en esta sección se analiza la deformación y el pandeo que sufriría la plancha si no se añaden vigas de apoyo en grandes longitudes de plancha.

Para todas las simulaciones de las planchas antideslizantes se utilizó un mallado basado en curvatura con una densidad fina, además de un método adaptativo tipo h con 5 iteraciones y una exactitud de objetivo del 98%.

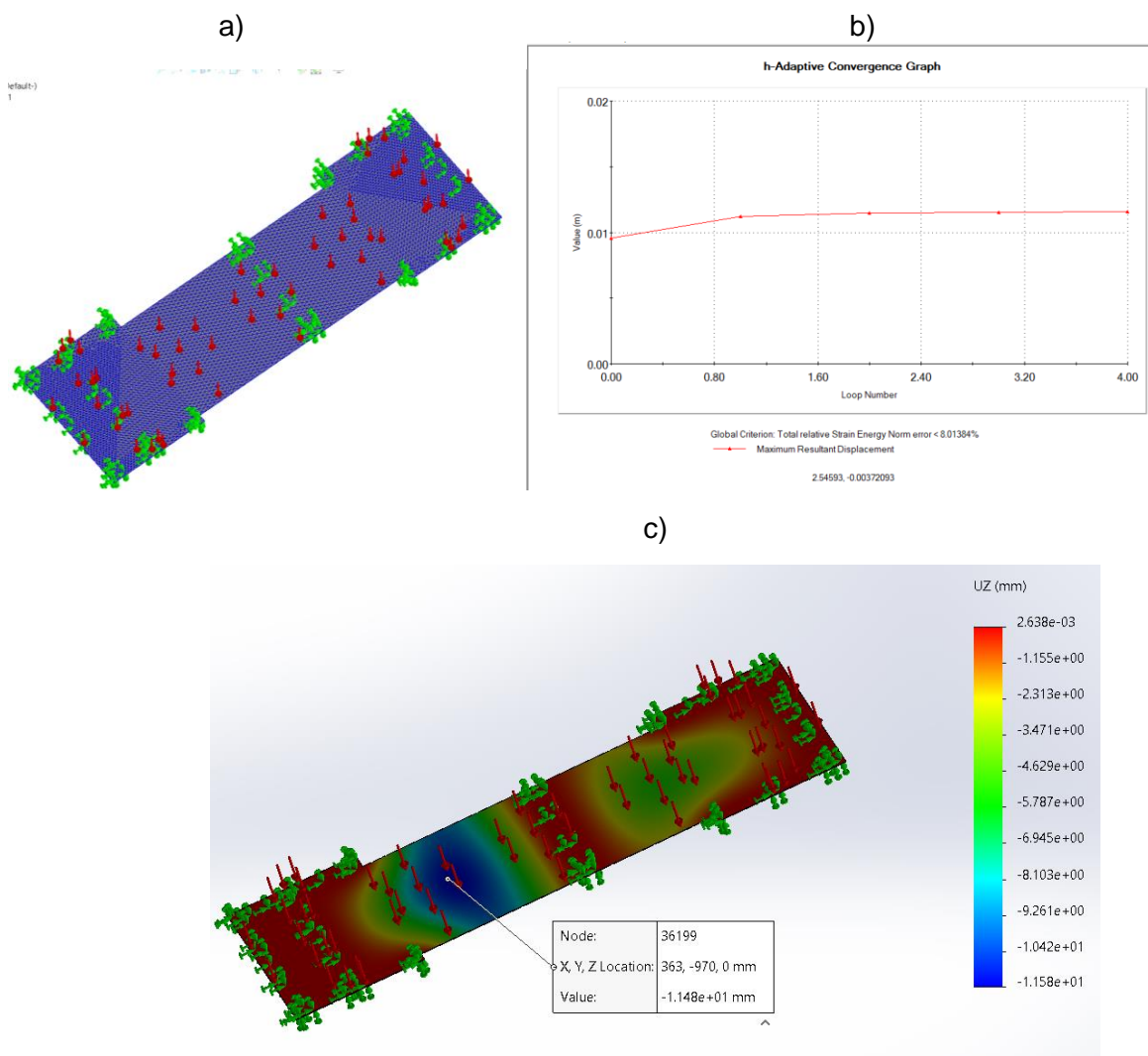
Gofradora

El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 71.b el error sea menor al 8%

El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de $-11.48[\text{mm}]$ como se presenta en la Figura 71.c es decir que en la dirección de eje “y” se desplaza de manera negativa o se patea. Según la norma (IBC, 2006) en la que menciona que la deflexión del miembro del piso no puede superar la longitud de $L/360$ donde $L=1250$ que representa el largo de la plancha que se encuentra sin soporte en este caso el límite sería de $3.47[\text{mm}]$ siendo mucho menor a la que se presenta en la Figura 71.c.

Figura 71

Deformación del pedazo de plancha de acero de gofradora, sin apoyo.

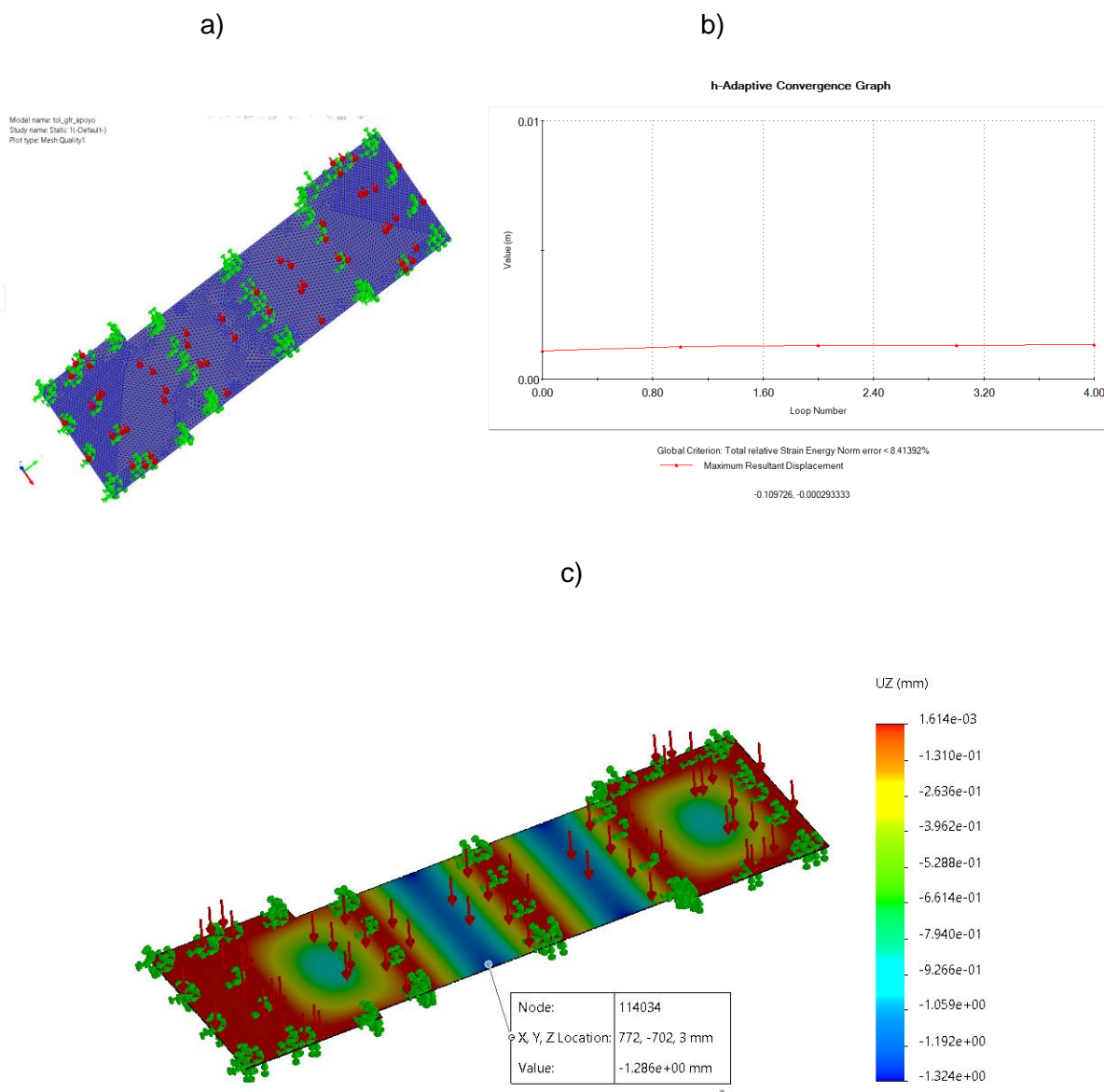


Nota. a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

A manera de corregir la excesiva deflexión de la plancha se añaden tubos a manera de soporte, una vez realizado esta cambió la simulación de manera similar. El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 72.b el error sea menor al 8.41%

Figura 72

Desplazamiento plancha de acero de gofradora, con apoyo



Nota. a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -1.28 [mm] como se presenta en la Figura 72.c, es decir que en la dirección de eje “y” se desplaza de manera negativa o se pandea. $L=622.5$ que representa el largo de la plancha que se encuentra sin soporte en este caso el límite sería de 1.73[mm] por lo que la plancha queda dentro de lo aceptado.

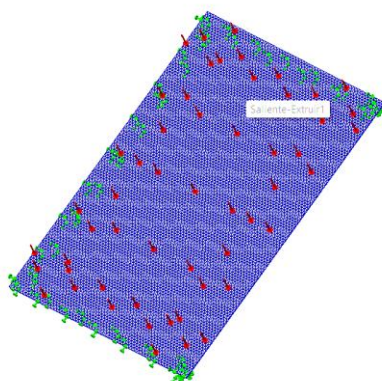
Plancha antideslizante derecha

El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 73.b el error sea menor al 3.29%.

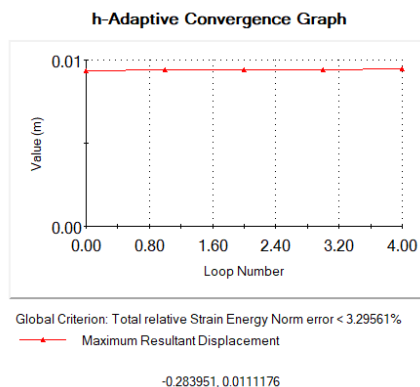
Figura 73

Desplazamiento plancha de acero derecho sin apoyo

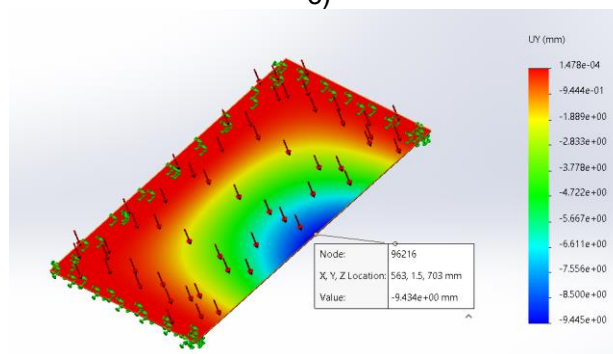
a)



b)



c)

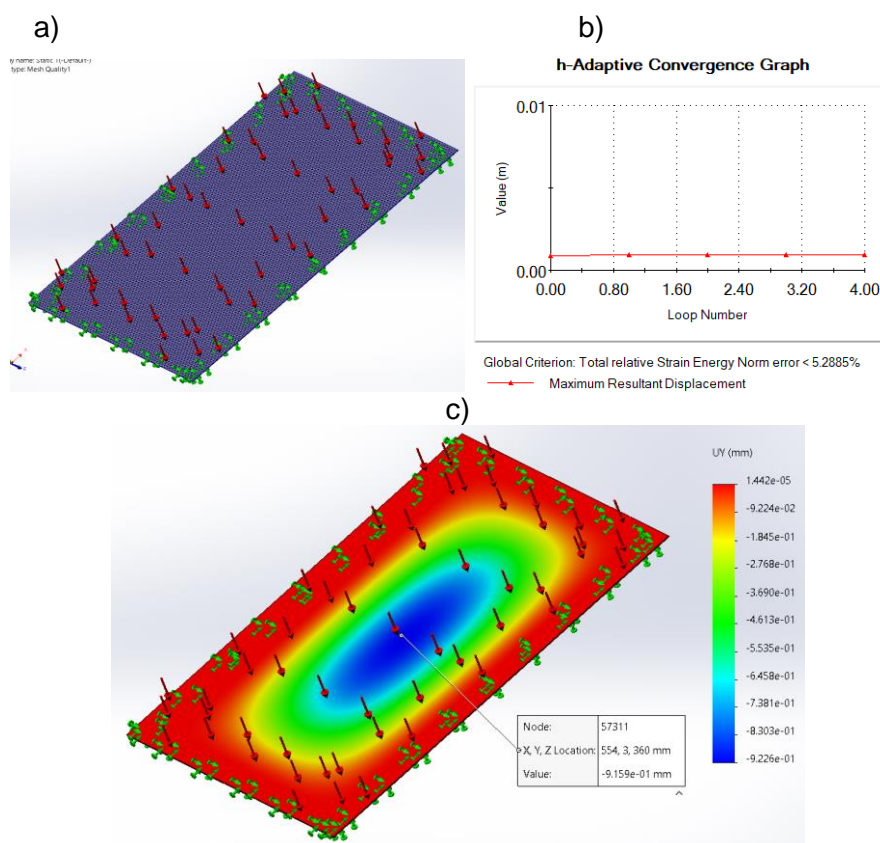


Nota. a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -9.445 [mm] como se presenta en la Figura 73.c, es decir que en la dirección de eje “y” se desplaza de manera negativa o se pandea. $L=1050$ representa el largo de la plancha que se encuentra sin soporte, en este caso el límite sería de 2.91 [mm] siendo mucho menor a la que se presenta en la Figura 73.c.

Figura 74

Desplazamiento de la plancha de acero derecha, con apoyo



Nota. a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

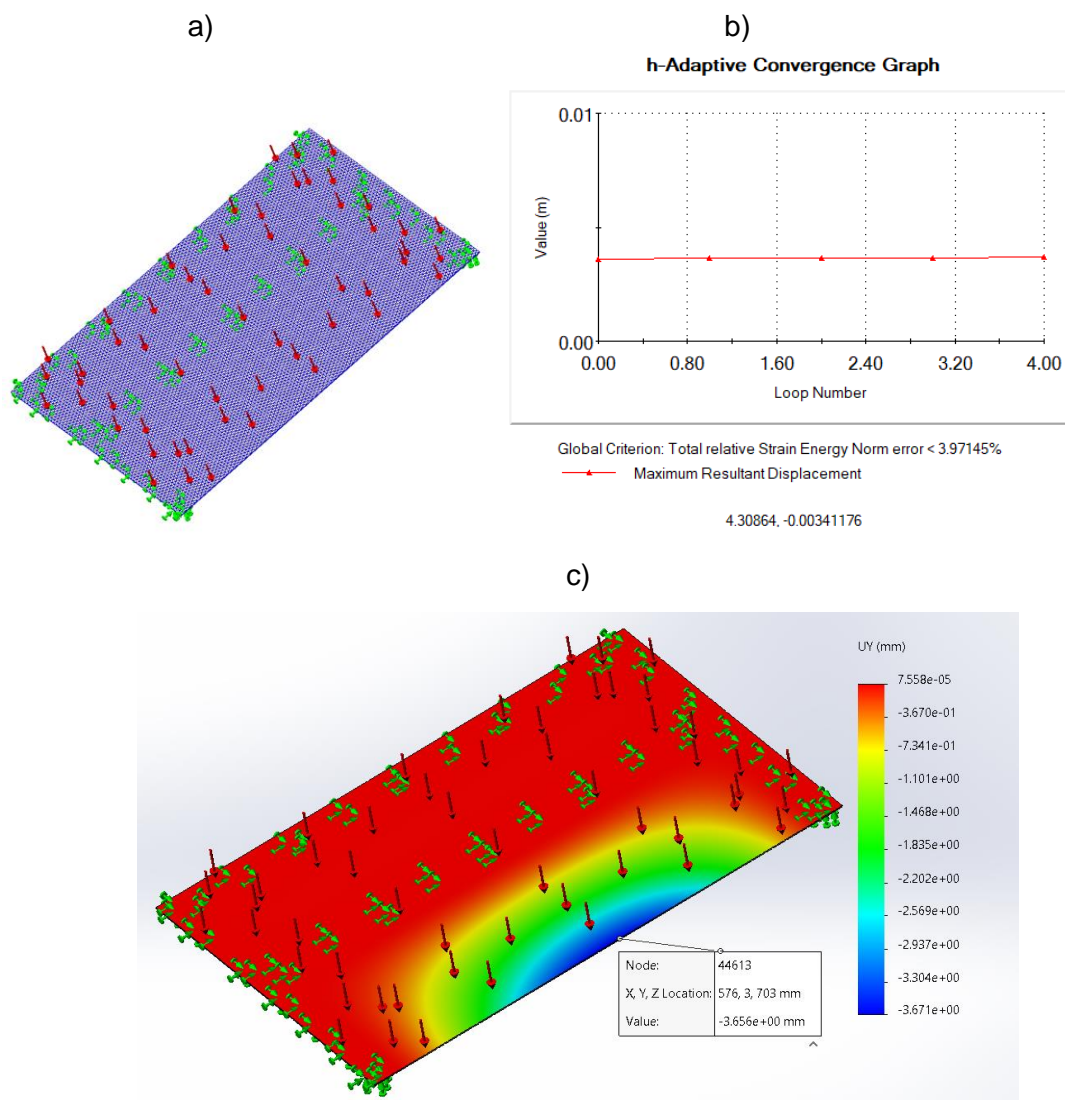
A manera de corregir la excesiva deflexión de la plancha se añadió un tubo a manera de soporte, una vez realizado esta cambió la simulación de manera similar. El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 74.b el error sea menor al 5.28%. El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -0.9 [mm] como se presenta en la Figura 74.c, es decir que en la dirección de eje "y" se desplaza se pandea. $L=1050$ representa el largo de la pancha que se encuentra sin soporte, en este caso el límite sería de 2.91 [mm] , valor dentro de lo aceptado.

Plancha antideslizante derecha

El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 75.b el error sea menor al 3.97%. El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -3.67 [mm] como se presenta en la Figura 75.c, es decir que en la dirección de eje "y" se desplaza de manera negativa o se pandea. $L=1050$ representa el largo de la pancha que se encuentra sin soporte, en este caso el límite sería de -2.91 [mm] siendo mucho menor a la que se presenta en la Figura 75.c.

Figura 75

Desplazamiento plancha de acero izquierda sin apoyo

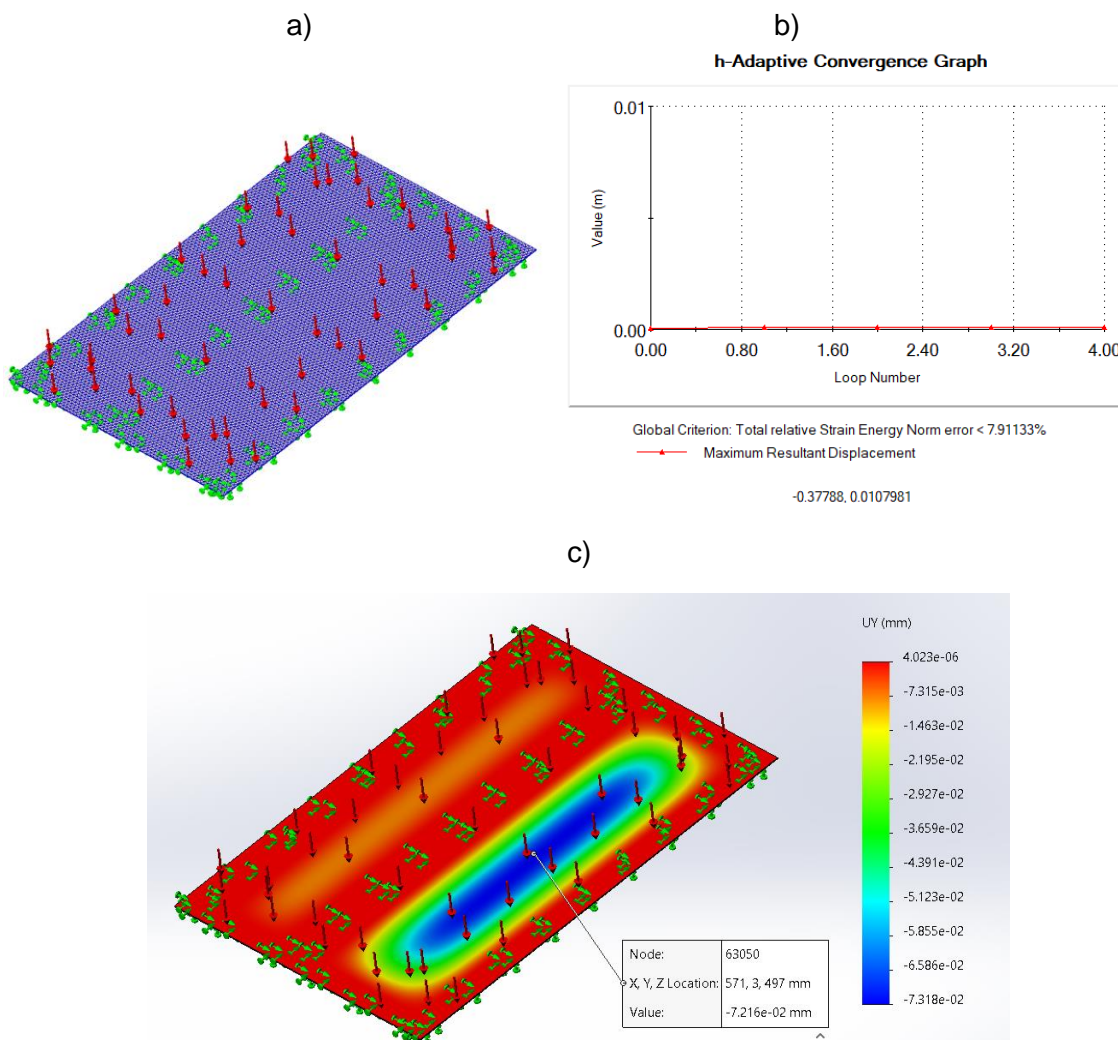


Nota: a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

A manera de corregir la excesiva deflexión de la plancha se añadió un tubo a manera de soporte, una vez realizado esta cambió la simulación de manera similar. El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 76.b el error sea menor al 7.91%

Figura 76

Desplazamiento plancha de acero izquierda, con apoyo



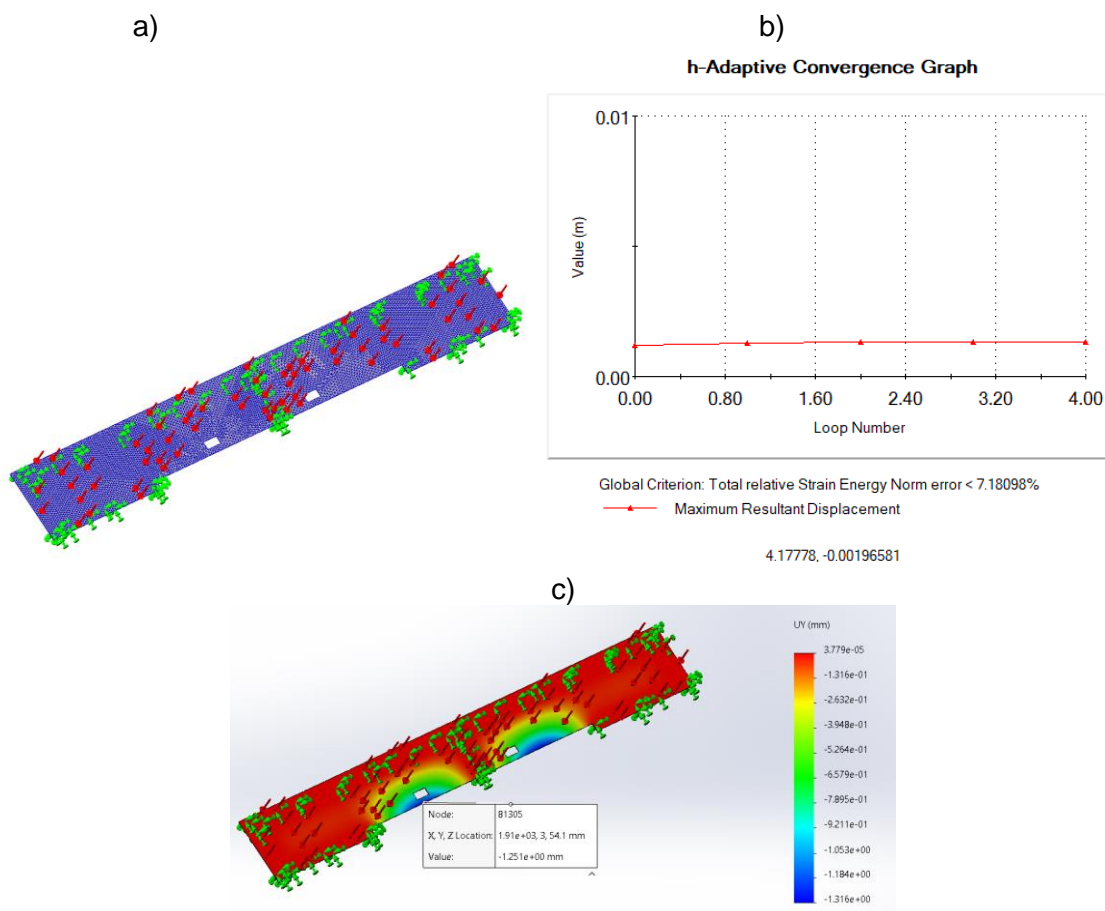
Nota: a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -0.0731 [mm] como se presenta en la Figura 74.c, es decir que en la dirección de eje “y” se desplaza de manera negativa o se pandea. $L=1050$ representa el largo de la plancha que se encuentra sin soporte, en este caso el límite sería de 2.91 [mm] por lo que la plancha queda dentro de lo aceptado.

Plancha antideslizante utilizada para la sección de bobinado

Figura 77

Desplazamiento pedazo de plancha de acero para la bobina



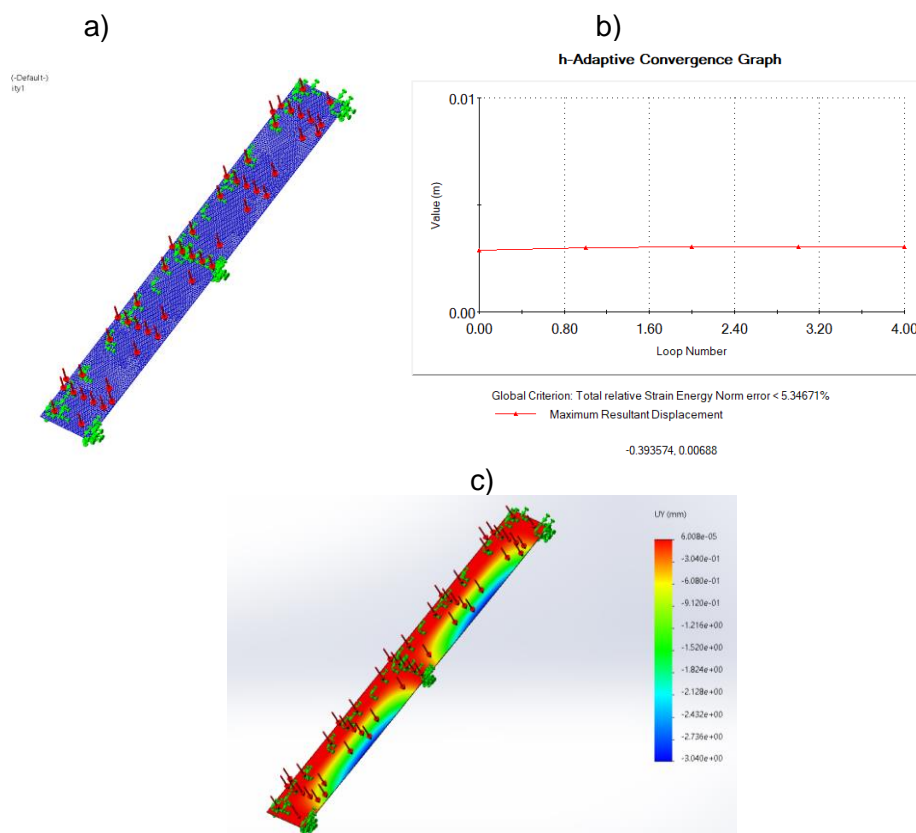
Nota: a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 77.b el error sea menor al 7.18%. El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -1.316 [mm] como se presenta en la Figura 77.c, es decir que en la dirección de eje “y” se desplaza de manera negativa o se pandea. $L=1377.5$ representa el largo de la plancha que se encuentra sin soporte, en este caso el límite sería de -3.82 [mm] , siendo un desplazamiento mayor que el presentado en la Figura 77.c.

Plancha antideslizante utilizada para el voladizo

Figura 78

Desplazamiento pedazo voladizo



Nota: a) Creación de malla en la plancha antideslizante, b) gráfica de convergencia resultado de la simulación de la plancha. c) Valores de desplazamiento de la plancha.

El resultado del mallado y método adaptativo permitió que en la gráfica de convergencia de la Figura 78. b el error sea menor al 5.34%. El resultado de aplicar una carga viva para pasarela de 1.92 kN/m^2 , es de un desplazamiento en la plancha antideslizante de -3.040 [mm] como se presenta en la Figura 78.c, es decir que en la dirección de eje “y” se desplaza de manera negativa o se pandea. $L=1377.5$ representa el largo de la pancha que se encuentra sin soporte en este caso el límite sería de -3.82 [mm] siendo un desplazamiento mayor que el presentado en la Figura 78.c.

Diseño mecánico de ejes

Sistema sincronización: Rodillo Motriz

Para el desarrollo del rodillo motriz se debe considerar que este rodillo tiene la función de arrastre de la lámina de aluminio para poder liberar tensiones que se presenta por la etapa del gofrado y que pueden sobre exigir las condiciones del motor principal de la tina de laminación, para poder seleccionar las características primordiales del mismo se parte con especificaciones de su diseño, esta es su velocidad lineal deseada de hasta 45 m/min como condición extrema.

En base al catálogo de (Continental Conveyor, 2017), para el diseño de las especificaciones de un ‘Pulley Roller’ y su eje en un sistema de transporte se debe seguir las siguientes instrucciones en su desarrollo:

Tabla 15

Tensión *Efectiva*

FPM	H.P.													
	2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100
100	660	990	1650	2475	3300	4950	6600	8250	9900	13200	16500	19800	24750	33000
125	528	792	1320	1980	2640	3960	5280	6600	7920	10560	13200	15840	19800	26400
150	440	660	1100	1650	2200	3300	4400	5500	6600	8800	11000	13200	16500	22000
175	377	566	943	1414	1886	2829	3771	4714	5657	7543	9429	11314	14143	18857
200	330	495	825	1238	1650	2475	3300	4125	4950	6600	8250	9900	12375	16500
225	293	440	733	1100	1467	2200	2933	3667	4400	5867	7333	8800	11000	14667
250	264	396	660	990	1320	1980	2640	3300	3960	5280	6600	7920	9900	13200
275	240	360	600	900	1200	1800	2400	3000	3600	4800	6000	7200	9000	12000
300	220	330	550	825	1100	1650	2200	2750	3300	4400	5500	6600	8250	11000
325	203	305	508	762	1015	1523	2031	2538	3046	4062	5077	6092	7615	10154
350	189	283	471	707	943	1414	1886	2357	2829	3771	4714	5657	7071	9429
375	176	264	440	660	880	1320	1760	2200	2640	3520	4400	5280	6600	8800
400	165	248	412	619	825	1238	1650	2062	2475	3300	4125	4950	6188	8250
425	155	233	388	582	776	1165	1553	1941	2329	3106	3882	4659	5824	7765
450	147	220	367	550	733	1100	1467	1833	2200	2933	3667	4400	5500	7333
475	139	208	347	521	695	1042	1389	1737	2084	2779	3474	4168	5211	6947
500	132	198	330	495	660	990	1320	1650	1980	2640	3300	3960	4950	6600

Nota. Elaborado por (Continental Conveyor, 2017)

1. Encontrar el valor de la tensión efectiva, para ello se parte con la velocidad lineal límite especificada y la potencia del motor en el caso de un rodillo conductor, para ello se utiliza la Tabla 15 considerando que se tiene un rodillo motriz.

$$v_{lineal} = 45 \left[\frac{m}{min} \right] \approx 150 \left[\frac{pies}{min} \right]$$

$$P_{motor\ esclavo} = 3 [hp]$$

Por lo tanto, seleccionando el valor correspondiente a la columna y fila adecuada

$$T_e = 660$$

Y verificando con cálculos al aplicar la Ecuación 10 se tiene que:

$$T_e = P_{mesc} * \frac{33000}{v_l \left[\frac{pies}{min} \right]} \quad (10)$$

Donde:

T_e : Tensión efectiva, P_{mesc} : Potencia del motor esclavo [hp], v_l : velocidad lineal de la lámina [pies/min]

$$T_e = 3[hp] * \frac{33000}{150 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]} = 660$$

Tabla 16

Factor K para rodillo motriz

TYPE OF DRIVE	ARC OF CONTACT WRAP	AUTOMATIC TAKEUP		MANUAL TAKEUP	
		BARE	LAGGED	BARE	LAGGED
PLAIN	180	0.84	0.50	1.2	0.8
	200	0.72	0.42	1.0	0.7
SNUBBED	210	0.66	0.38	1.0	0.7
	220	0.62	0.35	0.9	0.6
	240	0.54	0.30	0.8	0.6
	380	0.23	0.11	0.5	0.3
DUAL OR TANDEM	420	0.18	0.08	—	—

NOTE: For wet belts and smooth lagging, use bare pulley factor.

For wet belts and grooved lagging, use lagged pulley factor.

If arc of contact is unknown, assume the following:

Type of drive	Assumed arc of contact
Plain	180°
Snubbed	210°
Dual or tandem	380°

Nota. Elaborado por (Continental Conveyor, 2017)

- Encontrar el factor K apropiado de la Tabla 16, este valor está relacionado con el accionamiento y recogida del sistema de transporte o arrastre. Como el arco de contacto es actualmente desconocido se propone alcanzar el valor mínimo de 180° en un conductor plano, como la superficie es lisa y se plantea automatizar con un motor al rodillo se selecciona un factor K de 0.84 y para encontrar el valor de la tensión asociada al rodillo motriz se aplica la Ecuación 11.

$$T_2 = K * T_e \quad (11)$$

$$T_2 = 0.84 * 660 = 554.4$$

- Para el rodillo motriz se adiciona la tensión efectiva y la tensión del rodillo en una nueva tensión equivalente T1 la cual es la tensión del lado estrecho y se obtiene al aplicar la Ecuación 12, esta se la divide para T2 usando la Ecuación 13 con el fin de encontrar una relación que sirve para utilizar la Tabla 17 hasta encontrar la proporción adecuada.

Tabla 17

Carga resultante para el rodillo motriz

NOTE: $R = T_2 \times \text{FACTOR}$

T_1/T_2 (Ratio)	180°	185°	190°	195°	200°	205°	210°	215°	220°	225°	230°	235°	240°	245°	250°	255°	260°	265°	270°	275°
1.80	2.8000	2.7976	2.7902	2.7780	2.7610	2.7391	2.7125	2.6813	2.6454	2.6050	2.5602	2.5111	2.4578	2.4004	2.3392	2.2743	2.2059	2.1342	2.0594	1.9818
2.00	3.0000	2.9975	2.9899	2.9772	2.9595	2.9369	2.9093	2.8770	2.8398	2.7980	2.7517	2.7009	2.6459	2.5867	2.5237	2.4569	2.3866	2.3130	2.2363	2.1570
2.20	3.2000	3.1974	3.1895	3.1765	3.1583	3.1349	3.1066	3.0732	3.0350	2.9919	2.9443	2.8921	2.8356	2.7750	2.7103	2.6419	2.5701	2.4949	2.4169	2.3362
2.40	3.4000	3.3973	3.3893	3.3759	3.3572	3.3332	3.3041	3.2699	3.2307	3.1866	3.1378	3.0845	3.0267	2.9647	2.8987	2.8290	2.7550	2.6795	2.6003	2.5186
2.60	3.6000	3.5973	3.5890	3.5753	3.5562	3.5317	3.5019	3.4670	3.4269	3.3819	3.3321	3.2777	3.2188	3.1557	3.0886	3.0178	2.9435	2.8661	2.7860	2.7034
2.80	3.8000	3.7972	3.7888	3.7748	3.7553	3.7304	3.7000	3.6644	3.6236	3.5778	3.5271	3.4717	3.4119	3.3478	3.2797	3.2079	3.1327	3.0544	2.9735	2.8903
3.00	4.0000	3.9971	3.9886	3.9744	3.9545	3.9291	3.8983	3.8620	3.8206	3.7740	3.7226	3.6664	3.6057	3.5407	3.4718	3.3992	3.3232	3.2442	3.1616	3.0788
3.20	4.2000	4.1971	4.1884	4.1740	4.1538	4.1280	4.0967	4.0599	4.0179	3.9707	3.9185	3.8616	3.8001	3.7244	3.6647	3.5914	3.5147	3.4351	3.3529	3.2687
3.40	4.4000	4.3971	4.3882	4.3736	4.3532	4.3270	4.2953	4.2580	4.2154	4.1676	4.1148	4.0573	3.9951	3.9288	3.8584	3.7844	3.7071	3.6269	3.5443	3.4597
3.60	4.6000	4.5970	4.5881	4.5733	4.5526	4.5261	4.4940	4.4563	4.4132	4.3649	4.3115	4.2533	4.1906	4.1236	4.0527	3.9781	3.9003	3.8196	3.7366	3.6517
3.80	4.8000	4.7970	4.7880	4.7730	4.7520	4.7253	4.6928	4.6547	4.6111	4.5623	4.5085	4.4498	4.3865	4.3190	4.2475	4.1724	4.0941	4.0130	3.9297	3.8445
4.00	5.0000	4.9970	4.9878	4.9727	4.9515	4.9245	4.8917	4.8532	4.8093	4.7600	4.7057	4.6465	4.5827	4.5147	4.4427	4.3672	4.2885	4.2071	4.1234	4.0380
4.20	5.2000	5.1969	5.1877	5.1724	5.1511	5.1238	5.0907	5.0519	5.0075	4.9579	4.9031	4.8435	4.7793	4.7108	4.6384	4.5625	4.4834	4.4016	4.3177	4.2321
4.40	5.4000	5.3969	5.3876	5.3722	5.3507	5.3231	5.2898	5.2506	5.2060	5.1559	5.1007	5.0407	4.9761	4.9072	4.8344	4.7581	4.6787	4.5967	4.5125	4.4267

Nota. Elaborado por (Continental Conveyor, 2017)

$$T_1 = T_2 + T_e \quad (12)$$

$$T_1 = T_2 + T_e = 1214.4$$

Donde T_1 es la tensión equivalente, T_2 es la tensión asociada al rodillo motriz y T_e es la tensión equivalente.

$$\text{Ratio} = \frac{T_1}{T_2} \quad (13)$$

El ratio es 2.19, usando la Tabla 17 se tiene que el factor es 3.2 y con ello la carga resultante R para el rodillo motriz se obtiene aplicando la Ecuación 14

$$R = T_2 * f \quad (14)$$

Donde R es la carga resultante, T_2 es la tensión asociada al rodillo motriz y f es el factor obtenido en la Tabla 17.

$$R = 1214.4 * 3.2 = 1774.08$$

4. Buscar el ancho de la lámina, banda o película deseada para transmitir con el rodillo motriz, para seleccionar el ancho del rodillo se utiliza la Tabla 18.

Tabla 18

Ancho de rodillo

BELT WIDTH 'INCHES'	PULLEY WIDTH 'INCHES'	BELT WIDTH 'INCHES'	PULLEY WIDTH 'INCHES'
6	8	24	26
8	10	30	32
10	12	36	38
12	14	42	44
14	16	48	51
16	18	54	57
18	20	60	63 (56)

Nota. Elaborado por (Continental Conveyor, 2017)

$$Belt_W = 1050 [mm] \approx 42[in]$$

$$Pulley_W = 44[in] \approx 1120 [mm] \rightarrow \text{recomendado}$$

5. Para determinar el tamaño del eje, se utiliza la Tabla 19.

La distancia entre los centros de los rodamientos en base a la estructura disponible es de

$$B_C = 1313.1 [mm] \approx 52[in]$$

Tabla 19

Cargas del eje

SHAFT SIZE	BEARING CENTERS—(MINUS) FACE (L - W)																		
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	
1 $\frac{1}{4}$	752	585	478	405	351	309	277												
1 $\frac{3}{8}$		1,037	848	718	622	549	491												
1 $\frac{1}{2}$		1,678	1,373	1,161	1,007	888	795	718											
1 $\frac{5}{8}$		2,539	2,077	1,758	1,523	1,344	1,203	1,088											
2 $\frac{1}{8}$		3,654	2,989	2,529	2,192	1,934	1,731	1,566	1,430	1,315	1,218								
2 $\frac{1}{4}$		5,055	4,136	3,500	3,033	2,676	2,395	2,167	1,978	1,820	1,685								
2 $\frac{3}{8}$		7,963	6,636	5,688	4,977	4,424	3,982	3,620	3,318	3,063	2,844	2,654							
3 $\frac{1}{8}$			10,634	9,115	7,976	7,089	6,380	5,800	5,317	4,908	4,557	4,254							
3 $\frac{3}{8}$			14,752	12,785	11,281	10,094	9,132	8,338	7,671	7,103	6,613	6,187	5,812	5,479					
4 $\frac{1}{8}$				18,454	16,267	14,543	13,150	12,000	11,035	10,214	9,507	8,891	8,350	7,871					
4 $\frac{3}{8}$				24,202	21,456	19,269	17,487	16,007	14,757	13,689	12,765	11,958	11,243	10,615	10,051				
5 $\frac{1}{8}$					28,856	25,736	23,356	21,378	19,710	18,283	17,049	15,970	15,021	14,177	13,424	12,746			
6					36,880	33,102	30,159	27,897	25,607	23,810	22,249	20,980	19,868	18,991	17,626	16,755	15,967		
6 $\frac{1}{2}$					40,841	37,308	34,339	31,807	29,623	27,719	26,046	24,563	23,239	22,051	20,979	20,006	19,119		
7					51,009	46,597	42,888	39,726	36,998	34,621	32,530	30,678	29,025	27,542	26,202	24,987	23,880		

Nota. Elaborado por (Continental Conveyor, 2017)

Para encontrar el diámetro mínimo recomendado para las especificaciones se encuentra la diferencia entre la distancia entre rodamientos con la distancia a la cara del rodillo en base a la Ecuación 15 y se ubica en la columna el valor de carga admitida que sea mayor a la carga resultante obtenida usando la Tabla 19.

$$D_{eje} = B_C - Pulley_w \quad (15)$$

$$D_{eje} = 52[in] - 44[in] = 8[in]$$

La carga admitida mayor a la resultante es

$$R_{permitida} = 2529 > 1774.08$$

Y con ello se tiene que el diámetro del eje debe ser mayor a

$$D_{eje} \geq 2 \frac{3}{16} [in] = 30.162 [mm]$$

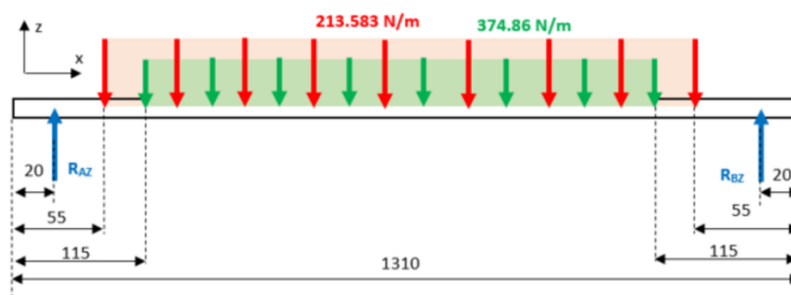
Y para el diámetro del rodillo motriz el mínimo recomendado es de 6 [in] con una máxima tensión de la lámina de 100 PIW [lb/in], partiendo del valor establecido por el proveedor DOUBLE E de 57.35 Kg/m para el foil de aluminio se tiene que el valor de tensión es cercano a 4 PIW, siendo un valor dentro de los límites.

Sistema de desbobinado: Rodillo superior

En la Figura 79, se presenta la geometría y fuerzas de la flecha en el plano ZX, y en la Figura 80, en el plano YX. Este rodillo forma el rodillo superior del sistema de bobinado y desbobinado para el gofrado en línea, en estos diagramas se considera la tensión del foil de aluminio y el peso del tambor colocado, se lo utiliza en el desbobinado del foil para proceder con el gofrado.

Figura 79

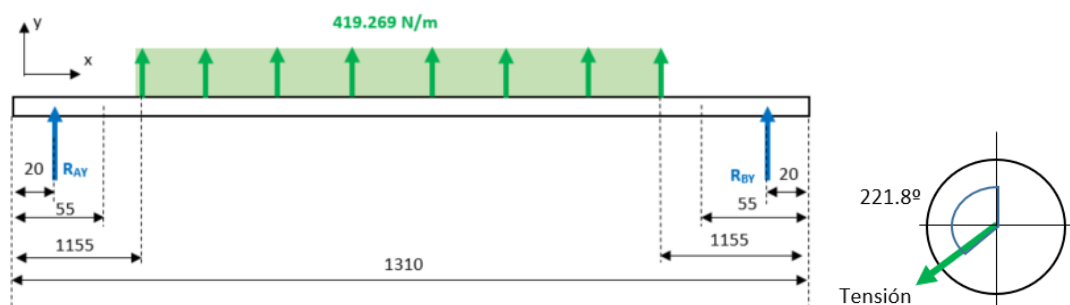
Fuerzas aplicadas al rodillo superior plano ZX



Nota. El color verde indica tensión y rojo indica el peso del tambor del rodillo.

Figura 80

Fuerzas ejercidas en el plano YX – rodillo superior

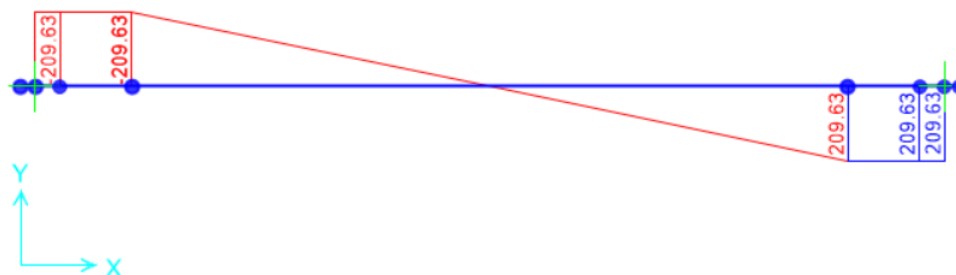


Nota. El color verde indica tensión y rojo indica el peso del tambor del rodillo.

En la Figura 81, se presenta el diagrama de fuerza cortante con respecto al plano YX y en la Figura 82 su diagrama de momentos obtenidos con el uso del software SAP2000. Los rodamientos utilizados para cada flecha se observan en el Anexo L considerando los diagramas cortantes vistos en cada flecha de rodillo.

Figura 81

Diagrama de cortantes plano YX – rodillo superior

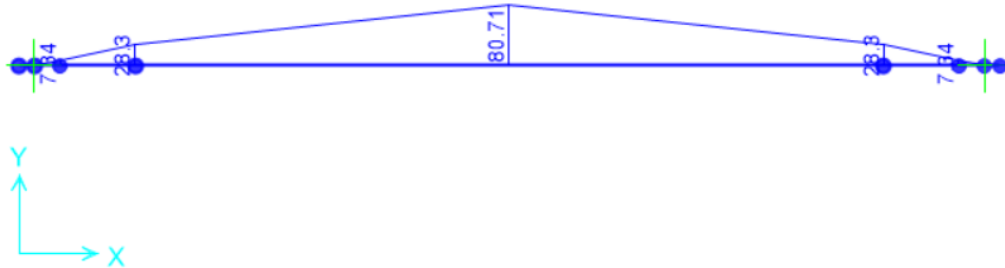


Nota. Los puntos indican cambios de sección.

$$V_y = 209.63[N] = 47.097 [lb]$$

Figura 82

Diagrama de momentos plano YX- rodillo superior



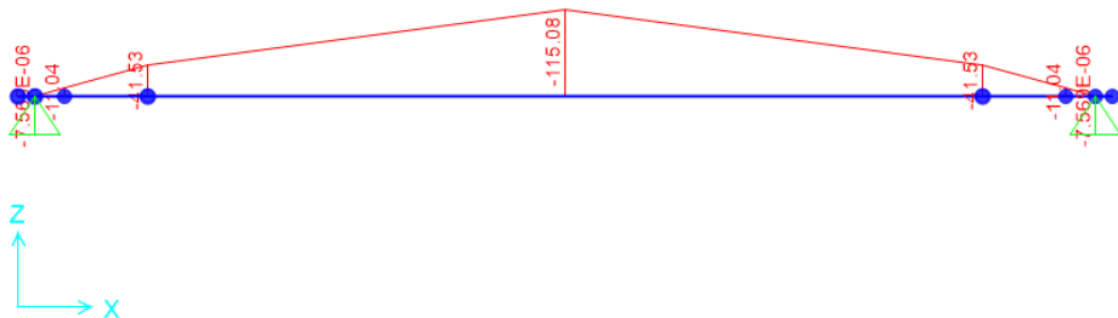
Nota. Los puntos indican cambios de sección.

$$M_y = 80.71[N.m] = 714.34 [lb.in]$$

En la Figura 83, se presenta el diagrama de fuerza cortante con respecto al plano ZX y en la Figura 84 su diagrama de momentos.

Figura 83

Diagrama de momentos plano ZX- rodillo superior

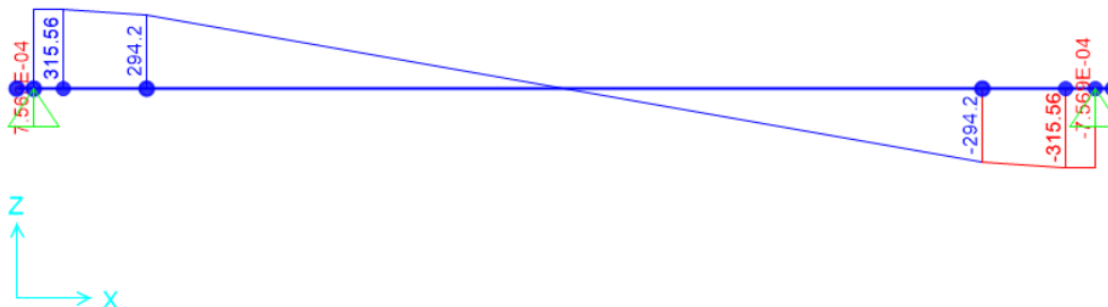


Nota. Los puntos indican cambios de sección.

$$M_z = 115.08[N.mm] = 1018 [lb.in]$$

Figura 84

Diagrama de cortantes plano ZX – rodillo superior



Nota. Los puntos indican cambios de sección.

$$V_z = 315.56[N] = 70.941[lb]$$

Se toma los momentos más altos para cada gráfica en la misma sección, para así obtener un momento resultante, esta resultante se encuentra gracias a la Ecuación 16.

$$M_t = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (16)$$

Con el dato del momento flector total, se aplica la Ecuación 17 así determinar el mínimo diámetro requerido para la aplicación de este rodillo. (Mott, 2018, p.523)

$$D = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{ \left(\frac{K_t M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 } \right]^{1/3} \quad (17)$$

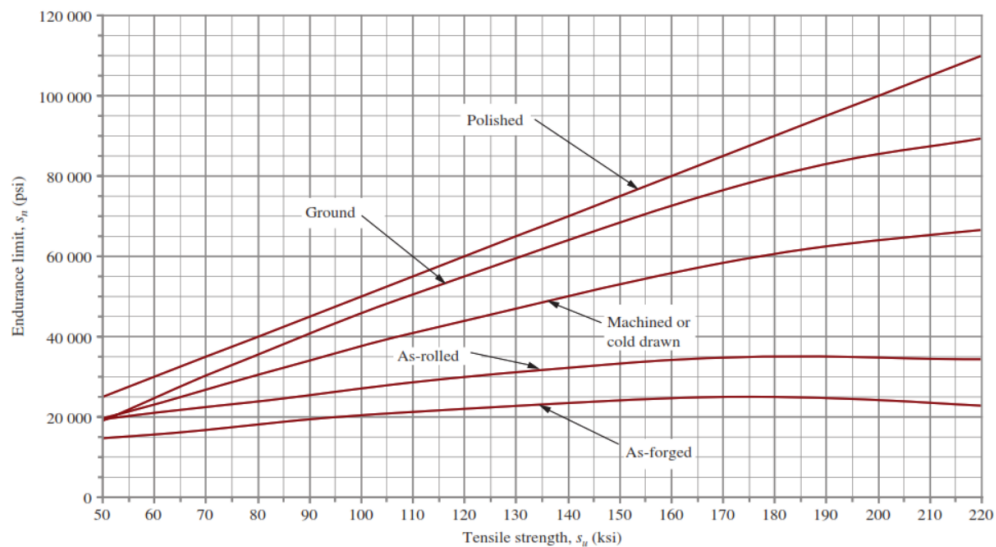
Donde N es factor de seguridad (1.8), K_t es concentrador de esfuerzos, M es momento flector resultante en la zona crítica (1243.36 lb.pulg), T es torque en la zona crítica, S_y es resistencia a la fluencia del material del eje. AISI 1045, $S'n$ es resistencia a la fatiga, el valor de la resistencia a la fatiga se calcula gracias a la Ecuación 18.

$$S'n = S_n C_s C_R \quad (18)$$

Donde S_n es resistencia básica de fatiga se obtiene de la Figura 85, C_s es factor de tamaño obtenido de la Figura 86, C_r es confiabilidad deseada usando la Tabla 20.

Figura 85

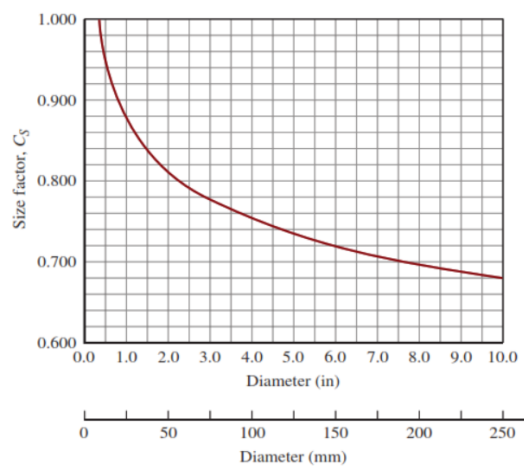
Resistencia básica de fatiga para diseño de ejes



Nota. Obtenido de (Mott, 2018)

Figura 86

Factor de tamaño C_S



Nota. Obtenido de (Mott, 2018)

Tabla 20*Factor de confiabilidad CR*

Confiabilidad deseada	C_R
0.5	1.0
0.90	0.9
0.99	0.81
0.999	0.75

Nota. Obtenido de (Mott, 2018)

El material con que está hecho este eje es AISI 1045, según (MatWeb, s.f.), este material puede ser sujeto a tratamiento térmico y al endurecimiento por inducción y llama por lo general se los utiliza típicamente en engranajes, ejes, pernos, espárragos y piezas de máquinas.

Tabla 21*Resumen de datos para el diseño del eje superior*

Parámetros	Denominación
Material	AISI 1045
S_y	65300 [psi]
S_u	84800[psi]
S_n	32638 [psi]
C_s	0.876
C_r	0.9
S'_n	25731.8 [psi]
k_t	1

Nota. Resumen de datos del anexo C.

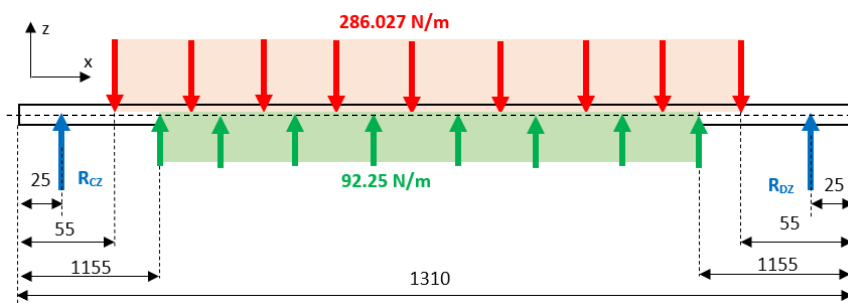
Aplicando la Ecuación 17 con los datos obtenidos en la Tabla 21 se obtiene que el mínimo diámetro sería de 24.4 mm, el rodillo que se reutiliza tiene un diámetro de 25mm por lo que se valida el uso del mismo para la aplicación. En la Tabla C.1 se encuentra el cálculo realizado con los datos de la Tabla 21.

Sistema de desbobinado: Rodillo inferior

En la Figura 87 se presenta la geometría y fuerzas de la flecha en el plano ZX y en la Figura 88 en el plano YX. Este rodillo forma parte del sistema de desbobinado para el gofrado en línea, su principal función es tensar la lámina para permitir que la celda de carga mida correctamente el valor de tensión.

Figura 87

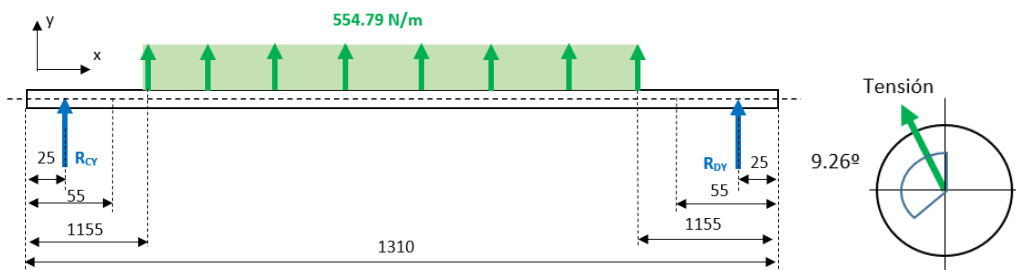
Fuerzas aplicadas al rodillo inferior plano ZX



Nota. El color verde indica tensión y rojo indica el peso del tambor del rodillo.

Figura 88

Fuerzas ejercidas en el plano YX – rodillo inferior



Nota. El color verde indica tensión.

Al igual que el rodillo superior, el rodillo inferior reutilizado de la estación de gofrado anteriormente utilizada por la empresa con un diámetro de eje de 25mm, para poder encontrar el diámetro mínimo para validar el uso de este rodillo se utilizan los diagramas de momentos y cortantes presentes en el Anexo C en la Figura C2.3, Figura C2.4, Figura C2.5 y Figura C2.6. El material de este rodillo es AISI 1045. Siguiendo el mismo método que el realizado para el rodillo superior se encontraron los datos para aplicar la Ecuación 17 con los datos que se presentan en la Tabla 22.

Tabla 22

Resumen de datos para el diseño del eje inferior

Parámetros	Denominación
Material	AISI 1045
S_y	65300 [psi]
S_u	84800[psi]
S_n	32638 [psi]
C_s	0.876
C_r	0.9
S_n	25731.8 [psi]
k_t	1
V_z	125.47 [N] → 28.207 [lb]
M_z	39.1 [N.m] → 346.044 [lb.in]
V_y	277.39 [N] → 62.36 [lb]
M_y	115.08 [N.m] → 1018 [lb.in]
M_t	995.06 [lb.in]
N	2

Nota. Datos recopilados del anexo C.

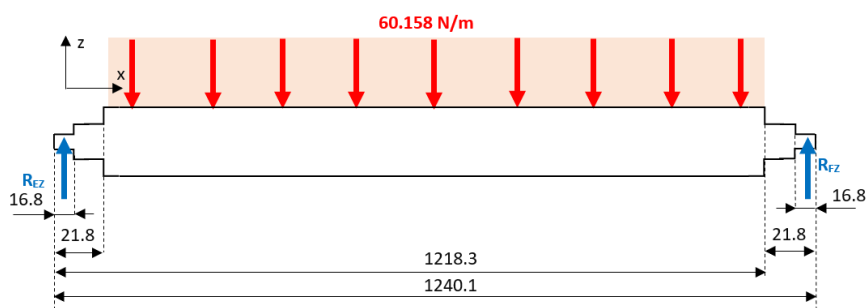
El diámetro mínimo obtenido tras aplicar la Ecuación 17 es de 23.45 mm siendo un valor inferior al diámetro nominal de 25mm del rodillo a reutilizarse por lo cual el rodillo si es útil para esta aplicación. En la Tabla C.2. se encuentra la memoria de cálculo realizado con los datos de la Tabla 22.

Sistema control de tensión: Rodillo celda de carga

En la Figura 89 se presenta la geometría y fuerzas de la flecha en el plano ZX y en la Figura 90 en el plano YX. Este rodillo forma parte del sistema de control de tensión, su función es cuantificar la tensión de la lámina pues es montado sobre dos celdas de carga, una a cada lado, y esto permite que con los rodillos superior e inferior se forme un ángulo de abrazamiento que da orientación de la fuerza de manera horizontal para su medición y visualización en el HMI.

Figura 89

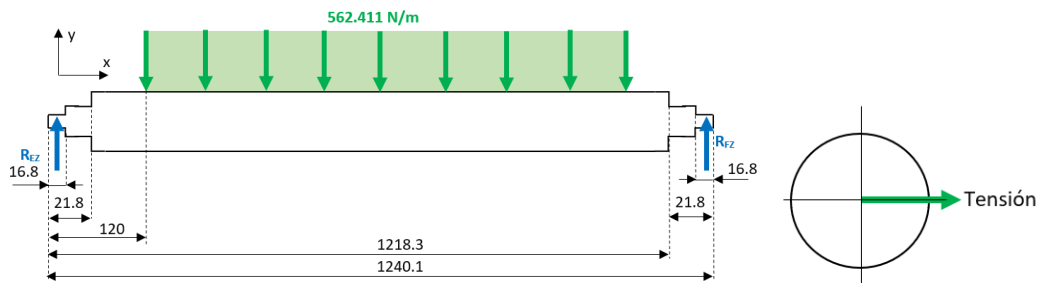
Fuerzas aplicadas plano ZX – Rodillo CC



Nota. El color verde indica tensión y rojo indica el peso del tambor del rodillo.

Figura 90

Fuerzas aplicadas plano YX – Rodillo CC



Nota. El color verde indica tensión.

Este rodillo se manufactura por medio de un proveedor externo, el material utilizado por parte del mismo es Aluminio de la serie 6061-O de acuerdo a lo especificado, para dimensionar el diámetro mínimo se utiliza el Anexo C con los valores de la Tabla C3 que son recopilados en un resumen presente en la Tabla 24, los diagramas de momentos y cortantes simulados con SAP2000 se aprecian en la Figura C3.1, Figura C3.2, Figura C3.3 y Figura C3.4.

Al igual que el rodillo superior, el rodillo inferior reutilizado de la estación de gofrado anteriormente utilizada por la empresa con un diámetro de eje de 25mm, para poder encontrar el diámetro mínimo para validar el uso de este rodillo se utilizan los diagramas de momentos y cortantes presentes en el Anexo C en la Figura C2.3, Figura C2.4, Figura C2.5 y Figura C2.6. El valor de S_n se obtiene de (MatWeb, s.f.)

Tabla 23

Resumen de datos para el diseño del eje de rodillo de celda

Parámetros	Denominación
Material	Aluminio 6061-O
S_y	8000 [psi]
S_u	1800[psi]
S_n	10000 [psi]
C_s	0.88
C_r	0.9
S'_n	9000 [psi]
k_t	1
V_z	209.63 [N] → 47.097 [lb]
M_z	80.71 [N.m] → 714.34 [lb.in]
V_y	315.56 [N] → 70.941 [lb]
M_y	115.08 [N.m] → 1018 [lb.in]
M_t	906.48 [lb.in]
N	1.5

Nota. Datos obtenidos de anexo C.

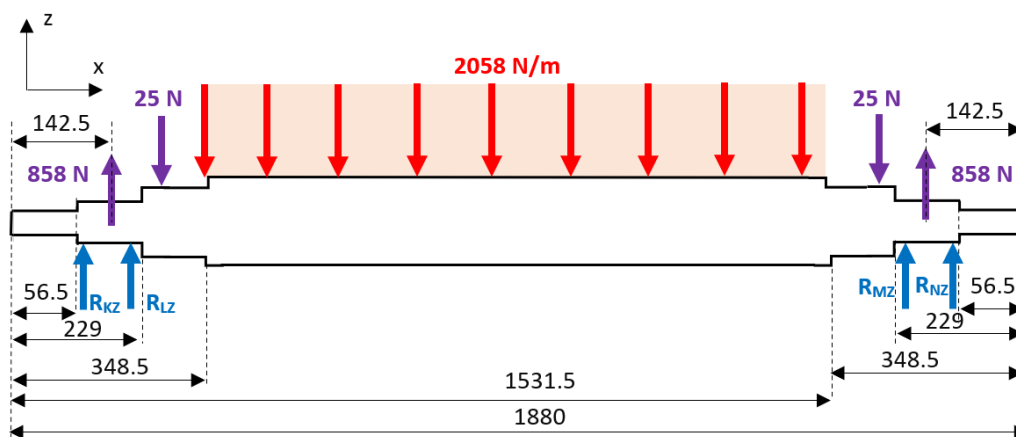
El diámetro mínimo obtenido tras aplicar la Ecuación 17 es de 29.32 mm, por ello el diámetro de 30 mm es adecuado para esta aplicación sin inconvenientes. En la Tabla C.3. se encuentra la memoria de cálculo realizada con los datos de la Tabla 24.

Sistema de gofrado: Rodillo gofrador

En la Figura 91 se presenta la geometría y fuerzas de la flecha en el plano ZX, sin embargo, no se consideran fuerzas desde otro plano debido a que no existe tensión de la lámina en el plano YX. Este rodillo está ubicado sobre el rodillo de presión y forma parte del sistema de gofrado, su principal función es impregnar sobre la lámina de aluminio liso el patrón triangular para así obtener aluminio gofrado, el eje tiene que soportar el peso del rodillo o tambor que tiene el patrón, la fuerza que ejercen los resortes para evitar el choque con el rodillo de presión y por último cuenta con el peso de los acoples cónicos y tapas.

Figura 91

Fuerzas aplicadas al rodillo gofrador plano ZX



Nota. El color rojo indica el peso del tambor del rodillo, el color azul las reacciones en rodamientos y el color morado el peso de bridas. El eje del rodillo gofrador como se aprecia en la Figura 91 cuenta con tres diámetros distintos debido a los elementos que se montan en esas secciones, el segundo diámetro contiene los rodamientos de las

chumaceras mientras que el tercer diámetro es donde se montan las tapas de los rodillos, inicialmente estos elementos poseen un diámetro interno de 50 mm y 65 mm respectivamente, el diámetro menor no está sujeto a ninguna carga ni elemento por lo que su selección es libre siempre y cuando no interfiera en el ingreso del rodamiento y tapas. Partiendo de estas premisas se consideran estos valores como los posibles a utilizar, sin embargo, se hace un cálculo de diámetros mínimos para validar esta premisa.

Para poder encontrar estos valores se utilizan los diagramas de momentos y cortantes ubicadas en el Anexo C en la Figura C4.3 y Figura C4.4, el material inicial considerado para este rodillo es AISI 4340 debido a la experiencia de operarios y manufactureros. Siguiendo el mismo método que el realizado para el resto de rodillo se encuentran los datos para aplicar la Ecuación 17 utilizando la información DE la Tabla 24.

Tabla 24

Resumen de datos para el diseño del eje gofrador

Ø50mm		Ø65mm	
Parámetros	Denominación	Parámetros	Denominación
Material	AISI 4340	Material	AISI 4340
S_y	185900 [psi]	S_y	185900 [psi]
S_u	125000[psi]	S_u	125000[psi]
S_n	35000 [psi]	S_n	35000 [psi]
C_s	0.81	C_s	0.79
C_r	0.9	C_r	0.9
S_n	25515[psi]	S_n	24885[psi]
k_t	2.5	k_t	2.5
M_t	2804 [lb.in]	M_t	2684 [lb.in]
V_{z1}	563.71 [lb]	V_{z2}	279.29 [lb]
M_{z1}	2804 [lb.in]	M_{z2}	2694 [lb.in]
N	2	N	2

Nota. Datos recopilados del anexo C.

El valor de K_t se obtuvo debido a que los escalones formados en cada cambio de sección generan chaflanes agudos y para este rodillo no existen chavetas.

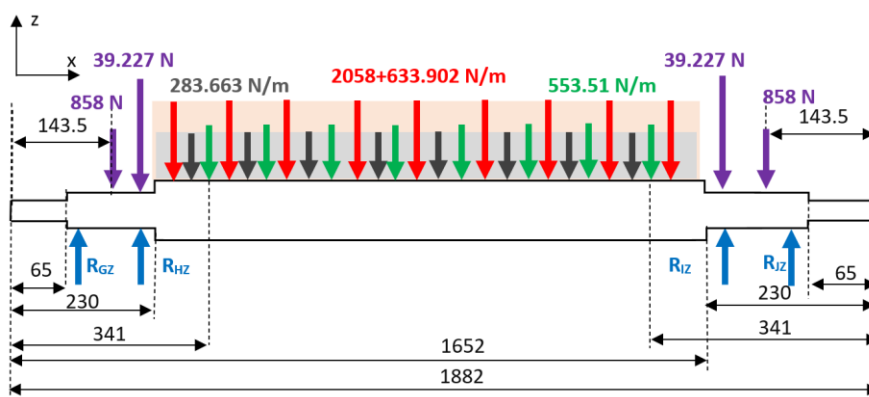
El primer diámetro calculado tras aplicar la Ecuación 17 es de 44.097 mm, siendo menor al diámetro nominal de 50mm donde se montan los rodamientos 6210-2RS1. Para el caso del segundo diámetro calculado el valor es de 44.87mm y el que manejan las tapas es de 65 mm por lo que el eje puede funcionar bajo óptimas condiciones con un diámetro de 65 mm. En la Tabla C.4. se encuentra la memoria de cálculo realizada con los datos de la Tabla 24.

Sistema de gofrado: Rodillo de presión

En la Figura 92 se presenta la geometría y fuerzas de la flecha en el plano ZX y en la Figura 93 en el plano YX. Este rodillo se ubica en la parte inferior del rodillo gofrador, su principal función es soportar la presión que ejerce el rodillo gofrador sobre el aluminio, está formado por un rodillo metálico cubierto por caucho para permitir una mejor impregnación del rodillo y marcado de indentación en el material. A diferencia del rodillo gofrador, este rodillo cuenta con una carga distribuida del peso extra del rodillo gofrador que caería en el peor de los casos totalmente sobre el eje del rodillo de presión, como cargas distribuidas también cuenta con el peso del tubo cedula 80 de 6" y el peso del recubrimiento de caucho, adicionalmente la fuerza de 39.227 [N] proviene del peso de las bridas que conectan el eje al rodillos y la fuerza de 858 [N] corresponde a la provocada por el resorte sobre la chumacera.

Figura 92

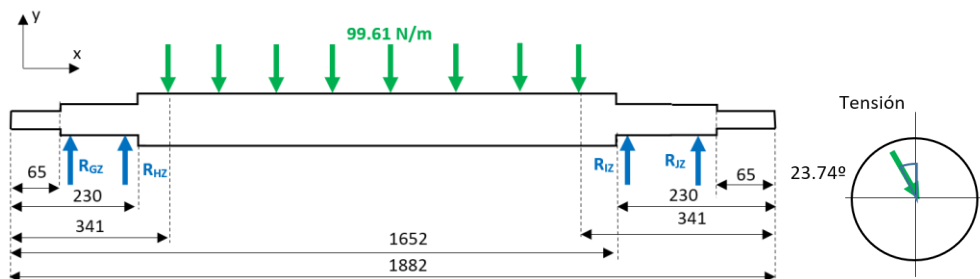
Fuerzas aplicadas al rodillo de presión plano ZX



Nota. El color verde indica tensión, rojo indica el peso del tambor del rodillo, morado el peso de las bridas y azul la reacción en rodamientos.

Figura 93

Fuerzas ejercidas en el plano YX – rodillo de presión



Nota. El color verde indica tensión.

De manera similar a la flecha del rodillo gofrador, la flecha del rodillo de presión como se aprecia en la Figura 92 cuenta con cambios de sección para trabajar con tres diámetros distintos, de estos el segundo y tercer diámetro deben ser dimensionados considerando que en estas secciones van montados los rodamientos 6211-2RS1 y las bridas para montaje del tambor respectivamente, el primer diámetro no sufre cargas por

lo que su dimensionamiento es a discreción considerando que no debe intervenir con el montaje de los elementos mencionados para las otras secciones.

Para poder encontrar el diámetro mínimo para validar los diámetros internos de los rodamientos y manufacturar la brida se utilizan los diagramas de momentos y cortantes mostradas en el Anexo C en la Figura C5.2, Figura C5.3, Figura C5.4 y Figura C5.5, el material de esta flecha es AISI 4340 como base de cálculo debido a referencia antiguo eje utilizado. Siguiendo el mismo método que el realizado para el resto de rodillo, se encuentran los datos para aplicar la Ecuación 17 con los datos que se presentan en la Tabla 25.

Tabla 25

Resumen de datos para el diseño del rodillo de presión.

Segunda sección		Tercera sección	
Parámetro	Denominación	Parámetros	Denominación
s			
Material	AISI 4340	Material	AISI 4340
S_y	185900 [psi]	S_y	185900 [psi]
S_u	125000[psi]	S_u	125000[psi]
S_n	35000 [psi]	S_n	35000 [psi]
C_s	0.8	C_s	0.79
C_r	0.9	C_r	0.9
S_n	25200[psi]	S_n	24885[psi]
k_t	2.5	k_t	2.5
V_{y1}	107 [N] → 24.055 [lb]	V_{y2}	59.77 [N] → 13.44 [lb]
V_{z1}	4338.02 [N] → 975.22 [lb]	V_{z2}	2447.76 [N] → 550.27 [lb]
M_{y1}	15.52 [N.m] → 137.36 [lb.in]	M_{y2}	14.02 [N.m] → 124.09 [lb.in]
M_{z1}	570.24 [N.m] → 5047 [lb.in]	M_{z2}	545.76 [N.m] → 4830 [lb.in]
M_t	5048.86 [lb.in]	M_t	4831.59 [lb.in]
N	1.8	N	2

Nota. Datos obtenidos del anexo C.

El valor de K_t , se obtuvo debido a que los escalones formados en cada cambio de sección forman chaflanes agudos y para la sección 3 se tiene una chaveta por lo que se tiene un K_t de 2. El diámetro para la segunda sección obtenido tras aplicar la Ecuación 17 es de 53.19 mm siendo menor al diámetro deseado de 55mm correspondiente al diámetro interno de los rodamientos 6211-2RS1. Para el caso del tercer diámetro el cálculo indica que su valor es de 54.51 mm por lo que el eje puede funcionar bajo óptimas condiciones con un diámetro de 64 mm y este diámetro es el asignado para la manufactura de la brida. En la Tabla C.5 se encuentra la hoja de cálculo realizada con los datos de la Tabla 25.

Dimensionamiento de Chaveta en eje de rodillo de presión

Este eje cuenta con una chaveta la cual es dimensionada tomando como referencia la Tabla 11-1 de (Mott, 2018, p.473) que recomienda que para un diámetro de 64mm se debe utilizar una chaveta de 18 mm de ancho y de 11 mm de espesor como indica la Figura 94.

Figura 94

Tamaño de chaveta vs diámetro del eje

U.S. inch sizes				SI metric sizes			
Nominal shaft diameter		Key dimensions		Nominal shaft diameter		Key dimensions	
Over (in)	to-including (in)	Width, W (in)	Height, H (in)	Over (mm)	to-including (mm)	Width, W (mm)	Height, H (mm)
0.3125	0.4375	0.09375	0.09375	6	8	2	2
0.4375	0.5625	0.1250	0.1250	8	10	3	3
0.5625	0.875	0.1875	0.1875	10	12	4	4
0.875	1.250	0.2500	0.2500	12	17	5	5
1.250	1.375	0.3125	0.3125	17	22	6	6
1.375	1.75	0.375	0.375	22	30	8	7
1.75	2.25	0.500	0.500	30	38	10	8
2.25	2.75	0.625	0.625	38	44	12	8
2.75	3.25	0.750	0.750	44	50	14	9
3.25	3.75	0.875	0.875	50	58	16	10
3.75	4.50	1.00	1.00	58	65	18	11
4.50	5.50	1.25	1.25	65	75	20	12
5.50	6.50	1.50	1.50	75	85	22	14

Nota. Obtenido de (Mott, 2018, p.473)

Para calcular el largo de la chaveta se utiliza la Ecuación 19 mencionada en (Mott, 2018, p.477)

$$L_{min} = \frac{4 * T * N}{D * W * S_y} \quad (19)$$

Donde T es el torque que esa sometido el eje, N es el factor de seguridad (2), D es el diámetro del eje. (64mm), W es ancho de la chaveta, S_y es el esfuerzo de fluencia A36 (36300 psi). Aplicando la Ecuación 19, se obtiene una longitud de 17.17 mm.

Brida rodillo presión

Partiendo de las consideraciones del diámetro interno del rodillo donde se ubican las tapas se tiene que:

$$D_{tapa} = 190 [mm], D_{Agujero} = 150 [mm], D_{perno} = 12.7 mm = \frac{1}{2} [in]$$

$$e = \frac{D_{tapa} - D_{Agujero}}{2} \quad (20)$$

Aplicando la Ecuación 20 se encuentra la distancia del centro de los agujeros de la brida con respecto al filo de la tapa, este valor debe ser validado para que no se encuentre en valores demasiado cercanos al filo y puede sufrir algún daño de fractura.

$$e = 20 [mm], e_1 = 1.5 * D_{perno} = 19.05 [mm]$$

Según lo anterior visto

$$e = 20 > e_1 = 19.05 m$$

Debido a la Ecuación 20 la separación es correcta. Como se debe trabajar con una cantidad de pernos par para sujetar en parejas siguiendo una secuencia de alternancia se trabaja con 8 pernos debido al corto espacio y se procede a analizar si dicha cantidad permite satisfacer a su sujeción.

$$n = 8 \text{ y } r = 75\text{mm}$$

Donde n es el número de pernos y r es el radio en donde se ubicarán los tornillos en la brida.

$$D_{\text{perno}} = 3/8" \text{ y } A_{\text{perno}} = 7.126 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

Y para conocer las especificaciones de los pernos de acero se trabaja con lo recomendado por (Norton, 1995) se tiene la Figura 95.

Figura 95

Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

Nota. Obtenido de (Norton, 1995)

Los datos del perno son:

- Material: Acero bajo o medio carbono
- Número de clase: 4.8
- Límite elástico mínimo: $S_y = 340 \text{ [MPa]}$
- Resistencia mínima a la tensión $S_u = 420 \text{ [MPa]}$

Toda esta información es tomada de (Norton, 1995, p.994), se conoce que el módulo de elasticidad de acero y/o acero al carbono es de $E = 206.8 \text{ [MPa]}$ en base al apéndice C – Propiedades de los materiales de (Norton, 1995)

Las uniones por pernos a corte sometidos a cargas excéntricas conllevan fuerzas cortantes primarias y secundarias que tienen distinta influencia, pero afectan a la cortante resultante que afecta al freno y puede provocar su fallo, para ello es necesario conocer las cargas y los traslados hacia el centro geométrico.

Fuerzas cortantes primarias

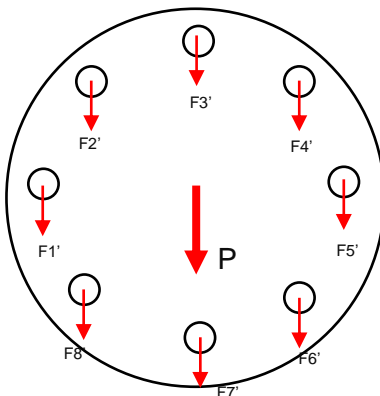
Como datos se tienen los pesos tanto del rodillo gofrador (350 Kg) como del rodillo de presión (150 Kg), al sumar estos dos pesos se obtiene el peso total que soportara la brida y los tornillos, se tiene que la carga directa P es:

$$P = P_{r\text{presion}} + P_{r\text{gofrador}} = 4.903 \text{ [kN]}$$

Por lo tanto, la carga directa P genera fuerzas cortantes primarias iguales sobre cada perno ($F1'$ a $F8'$) como se observa en la Figura 96, al trabajar con una cantidad de 8, la cortante primaria se obtiene como se presenta en la Ecuación 21.

Figura 96

Fuerzas cortantes primarias



Nota. Fuerzas verticales repartidas en cada perno.

$$F_p' = \frac{P}{n} \quad (21)$$

$$F_p' = 612.92 \text{ [N]}$$

Fuerzas cortantes secundarias

Los momentos como M en la Figura 97 generan fuerzas cortantes secundarias (F1'' a F8'') como se observa en la Figura 97, la orientación de estas y el valor dependen de la ubicación en la que se encuentra el perno partiendo del centro como referencia. De acuerdo a (Oleohidráulica VERION, 2018), el coeficiente de fricción de una superficie pulida (foil de aluminio liso) con respecto al caucho se encuentra entre 0.5 y 0.7, para este caso se toma el valor neutral de 0.6 y esto permite encontrar M.

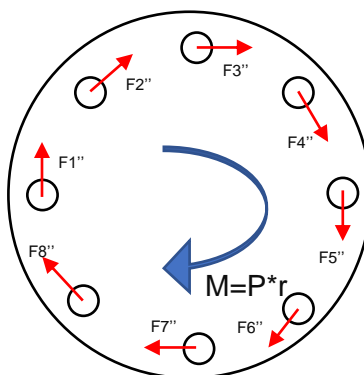
$$F_{roz} = 0.6 * P_{rpression}$$

$$F_{roz} = 882.598 \text{ [N]}$$

$$M = F_{roz} * \frac{279.1}{2} = 123.17 \text{ [Nm]}$$

Figura 97

Fuerzas cortantes secundarias



Nota. Fuerzas producidas por momento provocado en el rodillo.

El modelo de cálculo “Elástico Vectorial” (AISC) de las cargas cortantes secundarias de cada perno establece que la relación de la carga cortante y la distancia al centro geométrico es constante para cada perno, es decir que cumplen con las relaciones vistas en la Ecuación 22.

$$\frac{F''_1}{r_1} = \frac{F''_2}{r_2} = \frac{F''_3}{r_3} = \frac{F''_4}{r_4} = \frac{F''_5}{r_5} = \frac{F''_6}{r_6} = \frac{F''_7}{r_7} = \frac{F''_8}{r_8} = K \quad (22)$$

Además, el modelo de distribución establece que cada fuerza cortante secundaria multiplicada por su distancia al centro geométrico y sumadas cada una de ellas es igual al momento producto de la fuerza aplicada de forma excéntrica como se observa en la Ecuación 23.

$$M = F''_1 \cdot r_1 + F''_2 \cdot r_2 + F''_3 \cdot r_3 + F''_4 \cdot r_4 + F''_5 \cdot r_5 + F''_6 \cdot r_6 + F''_7 \cdot r_7 + F''_8 \cdot r_8 \quad (23)$$

Y haciendo la sustitución de la Ecuación 23 en la Ecuación 22 se tiene que

$$F_n'' = \frac{M * r_n}{(\sum_{i=1}^N r_i)} \quad (24)$$

Como se trabaja con pernos que se encuentran a la misma distancia del centro geométrico (por trabajar con una superficie circular) la Ecuación 24 se puede trabajar como la Ecuación 25.

$$F_n'' = \frac{M * r_n}{8 * r_n} \quad (25)$$

Reemplazando se tiene que las fuerzas en todos los pernos tienen un valor análogo para los 8 elementos, ésta es:

$$F_n'' = 205.278 [N]$$

Como las cargas cortantes secundarias poseen diversas orientaciones no es posible realizar una estimación vectorial, para ello es necesario descomponerlas y poder sumar con mayor facilidad, además, esto permite identificar el perno más crítico a carga cortante en base a la carga resultante de mayor magnitud considerando la carga primaria y secundaria. Para realizar esta sumatoria se usa de referencia la Figura 98.

Figura 98

Ubicación de cada perno en la brida.



Nota. Distancia de cada perno respecto al centro geométrico del rodillo.

Para los pernos 1-5 su coordenada en X es igual con un valor de 75mm, para los pernos 2-4-6-8 su coordenada en X es igual con un valor de 53.03 mm y para los pernos 3-7 su coordenada en X es igual, siendo de 0 pues se encuentran en la misma línea que la de referencia según la Figura 98. En el caso de las coordenadas verticales, para los pernos 2-4-6-8 su coordenada en Y es 53.03 mm y para el perno 7-3 la coordenada en Y es de 75mm y los pernos 1-5 se encuentran de manera colineal a la línea de referencia por lo que su distancia es de 0. Para analizar todos los casos de los pernos basta con identificar estos tres casos posibles de coordenadas:

$$r_{1x} = 75mm \quad r_{1y} = 0mm, \quad r_{2x} = 53mm \quad r_{2y} = 53mm, \quad r_{3x} = 0mm \quad r_{3y} = 75mm$$

Evidentemente la Figura 98 muestra una relación de magnitudes para los pernos 2-4-6-8, la cual debe ser idéntica, por otro lado, existen similitudes entre los pernos 1-5 y 3-7, para encontrar el valor y contrastarlo para el más crítico basta con encontrar para uno de los pernos del grupo mencionado, pues el comportamiento es idéntico.

$$F_{s_jx} = \frac{M \cdot r_{jx}}{8 \cdot r^2} \quad F_{s_ix} = \frac{M \cdot r_{iy}}{8 \cdot r^2}$$

$$F_{s1x} = 205.278 [N] \quad F_{s1y} = 0 [N] \quad , \quad F_{s2x} = 145.063 [N] \quad , \quad F_{s2y} = 145.063 [N]$$

$$F_{s3x} = 0[N] \quad F_{s3y} = 205.278 [N]$$

Las fuerzas resultantes se obtienen considerando las componentes en x e y tanto de la fuerza cortante primaria como de la secundaria utilizando la Ecuación 26.

$$F_i = \sqrt{(-F_{siy} - F_p)^2 + F_{six}^2} \quad (26)$$

$$F_1 = 646.378 [N], F_2 = 771.735 [N], F_3 = 818.193 [N]$$

Una vez determinado el perno más crítico se calcula el esfuerzo cortante sobre el perno más crítico (el perno 3 y 7) y se lo compara contra un criterio de falla, para encontrar el esfuerzo demandado se utiliza la Ecuación 27 donde F es la fuerza resultante del tornillo crítico, A_{perno} es el área transversal del perno y este valor obtenido debe ser menor que el esfuerzo admisible encontrado con la Ecuación 28 donde S_y es el esfuerzo último de fluencia del material del tornillo y FS es el factor de seguridad.

$$\tau = \frac{F_3}{A_{perno}} \quad (27)$$

$$\tau = 11.482 [MPa]$$

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2 * FS} \quad (28)$$

$$FS = 7$$

$$\tau_{adm} = 24 [MPa]$$

Como el valor del esfuerzo demandado es menor que el admisible, el perno es adecuado, pese a estar sobredimensionado, este diámetro se selecciona de manera inicial debido a la uniformidad del resto de pernos de 1/2" que se maneja en los elementos de la gofradora, razón por la cual los operarios utilizan la llave N°19 y esto permite que puedan trabajar de forma estandarizada.

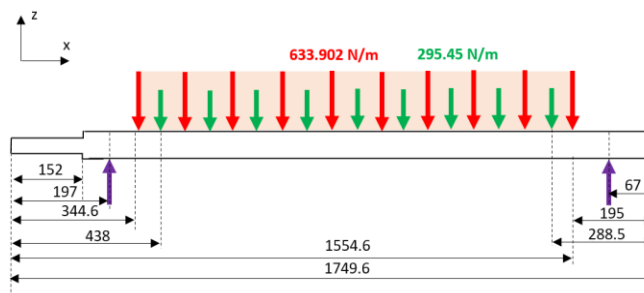
Sistema de Alineación: Rodillo motriz

Se realiza una validación al rodillo diseñado previamente en base al catálogo de (Continental Conveyor, 2017) para pulley roller, esta validación de diseño se la realiza de manera similar al diseño de ejes de cada rodillo superior, inferior, celda de carga etc.

En la Figura 99 se presenta la geometría y fuerzas de la flecha en el plano ZX, y en la Figura 100 en el plano YX. Este rodillo tiene conectado un motor que permite ayudar al sistema de laminación con el arrastre del foil de aluminio posterior al sistema de gofrado. Las fuerzas que se ven en la Figura 99, son el peso del rodillo y la carga distribuida producto de la tensión producida por el foil de aluminio.

Figura 99

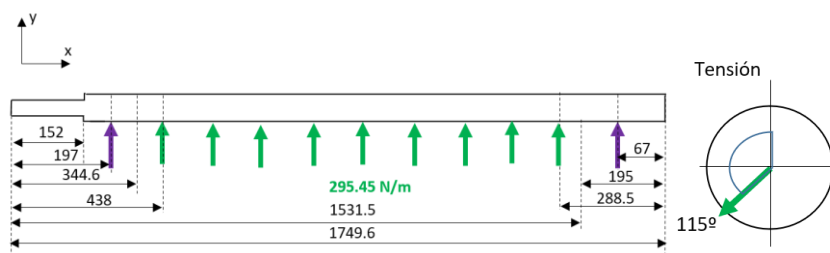
Fuerzas aplicadas al rodillo motriz plano ZX



Nota. El color verde indica tensión y rojo indica el peso del tambor del rodillo.

Figura 100

Fuerzas aplicadas al rodillo motriz plano YX



Nota. El color verde indica tensión.

El rodillo motriz como se aprecia en la Figura 99 cuenta con dos diámetros distintos de forma ascendente se tiene que $\phi_1 = 35mm$, $\phi_2 = 38.1mm$, la sección de ϕ_1 , es la que se va dentro de la caja reductora debido a que la caja reductora tiene su conexión hembra por lo que es un valor restrictivo y el segundo diámetro corresponde al obtenido por recomendación del catálogo (Continental Conveyor, 2017) de Pulley roller obtenido previamente con el fin de validar dichos valores. Para esta validación se utilizan los diagramas de momentos y cortantes presentes en el Anexo C usando la Figura C6.2, Figura C6.3, Figura C6.4 y Figura C6.5.

Tabla 26

Resumen de datos para el diseño del eje del rodillo motriz

Ø50mm		Ø65mm	
Parámetros	Denominación	Parámetros	Denominación
Material	AISI 4340	Material	AISI 4340
S_y	185900 [psi]	S_y	185900 [psi]
S_u	125000[psi]	S_u	125000[psi]
S_n	35000 [psi]	S_n	35000 [psi]
C_s	0.84	C_s	0.83
C_r	0.9	C_r	0.9
S_n	26460[psi]	S_n	24885[psi]
k_t	2	k_t	1(no hay cambios de sección)
V_y	153.12 [N] → 34.42 [lb]		541.72 [N] → 121.78 [lb]
V_z	541.72[N] →121.78 [lb]		153.12[N] →34.42 [lb]
M_y	-		230.09 [N.m] → 2036 [lb.in]
M_z	-		69.63 [N.m] →616.27 [lb.in]
M_t	0 [lb.in]	M_t	2127.22[lb.in]
T	7764 [lb.in]	T	7764 [lb.in]
N	1.8	N	2

Nota. Datos recopilados de anexo C.

Siguiendo el mismo método que el realizado para los demás rodillos se encuentran los datos necesarios para aplicar la Ecuación 17, estos datos son presentados en la Tabla 26. El valor de K_t , se obtuvo gracias a la presencia de chaveta para conectar el eje con la caja reductora, esta es de 2 para chaveta de perfil.

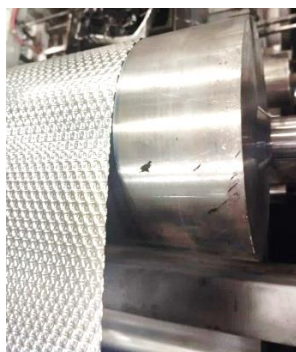
El diámetro obtenido tras aplicar la Ecuación 17 es de 25.28 mm, evidentemente este valor es inferior al diámetro inicial requerido para la caja reductora cuyo valor es de 35mm del rodillo, esta razón indica que este diámetro seleccionado si es útil para esta aplicación. Para el caso del diámetro de 38.1 mm (1.5”), el diámetro mínimo calculado es de 31.93mm, por lo que el eje puede funcionar bajo óptimas condiciones con un diámetro de 38.1mm. En la Tabla C.6 se encuentra la memoria de cálculo realizada con los datos de la Tabla 26.

Diseño del sistema de alineación

El sistema de alineación permite que los operadores puedan mover todo el bastidor deslizante de manera transversal, esta acción tiene como objetivo alinear la lámina de foil gofrado al entrar en el proceso de laminación. En la Figura 101 se presenta la línea de referencia que tienen los operadores como guía para mantener la lámina correctamente alineada.

Figura 101

Línea de referencia para el sistema de alineación.



Nota. Línea trazada en rodillo motriz.

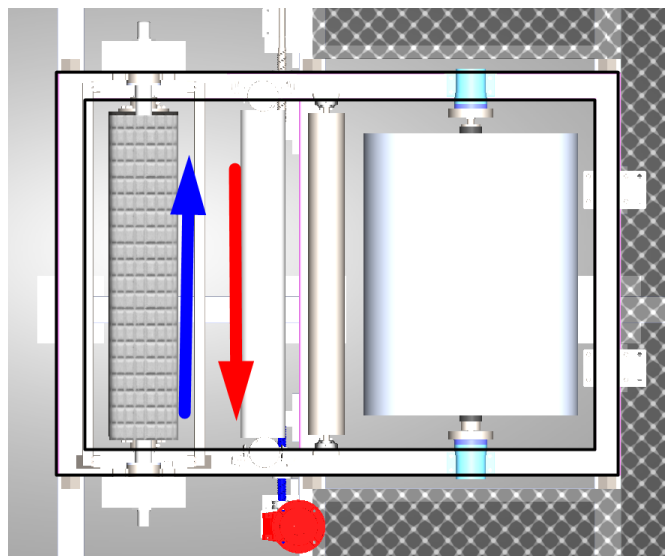
Como se presenta en el capítulo de marco teórico, existen dos sistemas de alineación en la industria, el sistema de alineación lineal o de bobinado y desbobinado y el método de alineación con pivotes, debido a que el bastidor deslizante sostiene un gran peso al soportar al sistema de rodillos y gofradora se decide mantener el sistema de alineación lineal para poder desplazar tal masa.

El costo de adquirir un actuador para mover alrededor de 1.4 [Tn] está fuera del presupuesto planteado, esta razón influye en la decisión de diseñar y construir el sistema de alineación de manera manual, este sistema será manejado por el operador mediante un volante con el que puede mover linealmente el sistema.

En la Figura 102 se presenta el bastidor móvil en donde el actuador lineal es un tornillo de potencia (azul), este permitirá que a través del movimiento rotacional del volante se convierta en movimiento lineal el desplazamiento al bastidor.

Figura 102

Bastidor deslizante vista superior



Nota. Vista superior de bastidor deslizante.

Diseño de tornillo y tuerca de potencia del sistema de alineación

Para poder plantear el diseño mecánico de estos componentes se establecen los requisitos presentados en la Tabla 27.

Según la simulación realizada para el diseño estructural del bastidor se ha encontrado el valor de la fuerza que soportaría cada llanta de manera axial, el orden de las llantas se aprecia en la Figura 103.

Tabla 27

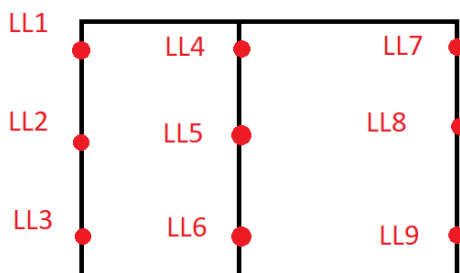
Requisitos de diseño para tuerca y tornillo de potencia

Nº	Característica Técnica	Observaciones
1	Peso del bastidor móvil	1.6 [Tn]
2	Tipo de rosca	Trapezoidal ACME
3	Coefficiente de fricción rueda y riel (μ_e)	0.2
4	Carga normal llanta 1 (LL1)	2055.25 [N]
5	Carga normal llanta 2 (LL2)	2131.4 [N]
6	Carga normal llanta 3 (LL3)	2185.79 [N]
7	Carga normal llanta 4 (LL4)	3275.77 [N]
8	Carga normal llanta 5 (LL5)	3754.83 [N]
9	Carga normal llanta 6 (LL6)	3306.11 [N]
10	Carga normal llanta 7 (LL7)	1539.81 [N]
11	Carga normal llanta 8 (LL8)	2539.43 [N]
12	Carga normal llanta 9 (LL9)	1560.72 [N]
13	Diámetro del volante	4.8 [in]

Nota. Datos recopilados de cargas puntuales, anexo B.

Figura 103

Distribución de cada garrucha y su denominación



Nota. Ubicación equidistante de garruchas.

Para poder conocer la fuerza que tiene que mover el mecanismo de tuerca y tornillo de potencia, se debe conocer el dato de la fuerza axial, por conocimiento de física elemental se sabe que a partir de aplicar la Ecuación 29 se obtiene este valor de la fuerza.

$$Fr = \mu * N \quad (29)$$

Donde Fr es la fuerza de fricción, μ es el coeficiente de fricción y N es la fuerza normal.

Aplicando la Ecuación 19 con los datos obtenidos de la Tabla 27, se obtiene la fuerza total axial F_T .

$$F_T = 1068 \text{ [Kgf]}$$

En base a las dimensiones del tornillo de potencia que anteriormente utilizaban los operadores en la estación de gofrado, además de considerar los diámetros estandarizados para la rosca ACME que se muestran en la Figura 104, se considera diámetro nominal de 1 1/4 " como la referencia para el estudio inicial.

Figura 104

Diámetros estandarizados de tornillo de potencia trapezoidal tipo ACME.

Nominal major diameter, D (in)	Threads per in, n	Pitch, $p = 1/n$ (in)	Minimum minor diameter, D_r (in)	Minimum pitch diameter, D_p (in)	Tensile stress area, A_t (in ²)	Shear stress area, A_s (in ²)
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493
1 $\frac{1}{8}$	5	0.2000	0.8753	0.9967	0.6881	1.722
1 $\frac{1}{4}$	5	0.2000	0.9998	1.1210	0.8831	1.952
1 $\frac{3}{8}$	4	0.2500	1.0719	1.2188	1.030	2.110

Nota. Obtenido de (Mott, 2018)

Uno de los primeros cálculos a realizarse es el torque necesario para subir o bajar la carga que va a ser transportada, en la aplicación que se requiere realizar según (Mott, 2018, p.647) el esfuerzo se presenta en dirección horizontal, sin embargo, se mantiene la misma ecuación para realizar este cálculo. Es importante recalcar que la Ecuación 30 y Ecuación 31 se aplica solo para tornillos trapezoidales tipo ACME.

$$\tau_u = \frac{F D_p}{2} \left[\frac{\cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) - f \tan(\lambda)} \right] \quad (30)$$

$$\tau_d = \frac{F D_p}{2} \left[\frac{f - \cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) + f \tan(\lambda)} \right] \quad (31)$$

Donde τ_u es el torque de subida, τ_d es el torque de bajada, F es fuerza total a trasladarse, D_p es diámetro primitivo (Tabla 27), ϕ es el ángulo de inclinación de la rosca ACME (14.5°), f es coeficiente de fricción (0.15 conservativo) y λ es el ángulo de avance.

El ángulo de avance según (Mott, 2018) se calcula según la Ecuación 32

$$\tan(\lambda) = \frac{L}{\pi Dp} \quad (32)$$

Donde L es el paso de la rosca (0.2 [in])

$$\tan(\lambda) = 0.057$$

Con los datos completos se procede a calcular el torque necesario para mover dicha carga, reemplazando en la Ecuación 30 y Ecuación 31 se tiene que:

$$\tau_u = 15.247 [Nm] \text{ y } \tau_d = 4.942 [Nm]$$

El material con el que se realiza la tuerca y el tornillo de potencia es el SAE 1045, las propiedades mecánicas de dicho material se obtuvieron de (MatWeb, s.f.)

Primero se realiza el cálculo de los esfuerzos permisibles, según (Bhandari, 1967) los esfuerzos axiales tanto para el tornillo como para la tuerca son los presentados en la Ecuación 33.

$$\sigma_t = \frac{Sy_t}{sf} \quad (33)$$

Donde σ_t es el esfuerzo de tensión permisible, Su_t es el límite de fluencia último del material del tornillo (385 [MPa]), Su_n el límite de fluencia último del material de la tuerca (385 [MPa]) y sf es el factor de seguridad (8).

$$\sigma_t = 48.125 [MPa]$$

$$\sigma_n = 48.125 [MPa]$$

El esfuerzo de compresión admisible es igual al esfuerzo de tensión.

$$\sigma_c = 48.125 [MPa]$$

El esfuerzo cortante permisible está dado por la Ecuación 34.

$$\tau = 0.5 * \sigma_t \quad (34)$$

Donde τ es el esfuerzo cortante permisible.

$$\tau = 24.063 \text{ [MPa]}$$

Una vez conocidos los esfuerzos permisibles se procede a calcular los esfuerzos que sufre cada elemento.

Esfuerzo cortante

Según (Budynas & Nisbett Keith, 2015) el cálculo de este valor se da mediante la Ecuación 35.

$$\tau = 16 \frac{T_u}{\pi * d_{min}^3} \quad (35)$$

Donde τ es el esfuerzo cortante debido a la torsión, T_u es el torque realizado por el tornillo de potencia, d_{min} es el diámetro mínimo (Tabla 27). [0.9998 in].

$$\tau = 3.187 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo axial

Según (Budynas & Nisbett Keith, 2015) el cálculo de este valor se da mediante la Ecuación 36.

$$\sigma_c = 4 \frac{F}{\pi * d_{min}^2} \quad (36)$$

$$\sigma_c = 8.825 \text{ [MPa]}$$

Con el cálculo de esfuerzo cortante y el axial se puede calcular el esfuerzo cortante principal gracias a la Ecuación 37.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_c}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (37)$$

Todos los datos presentes en la Ecuación 25 ya han sido descritos en ecuaciones anteriores, reemplazando dichos valores se obtiene el τ_{max} .

$$\tau_{max} = 5.443 [MPa]$$

Si se compara el esfuerzo máximo obtenido con el esfuerzo máximo permisible se puede apreciar que el obtenido es mucho menos al admisible por lo que se asegura que el elemento mecánico soportará dicha carga.

$$5.443 [MPa] < 48.125 [MPa]$$

Criterio de desgaste

La razón principal por la que falla un tornillo o su tuerca es el desgaste. Para garantizar la resistencia al desgaste del tornillo, la presión entre las superficies de contacto del tornillo y la tuerca no debe exceder la presión de apoyo permitida (S_b). La presión de apoyo permitida para esta aplicación según (Bhandari, 1967) está dentro de los 4-7 MPa. Con este dato se puede obtener el número de hilos que se unirán con la tuerca de potencia (Z), a través de la Ecuación 38.

$$Z = \frac{4 * F}{\pi S_b (D^2 - d_{min}^2)} \quad (38)$$

Donde F es carga total a trasladarse, S_b es presión de apoyo permitida [7 Mpa], D es el diámetro nominal del tornillo, d_{min} es diámetro mínimo Tabla 16. [0.9998 in].

$$Z = 6.9 \text{ hilos}$$

Conociendo el número de hilos que se necesita estén en contacto con el tornillo por parte de la tuerca se calcula la longitud de la tuerca con Ecuación 39.

$$L_o = Z * L \quad (39)$$

Donde L es el paso (0.2[in])

$$L_o = 34.792 \text{ mm}$$

Según (Bhandari, 1967) por lo general el largo de la rosca puede ir en un rango según la Ecuación 40.

$$D < L_o < 1.5 * D \quad (40)$$

De esta manera reemplazando los datos en la Ecuación 36, se puede apreciar que el largo de la tuerca está dentro de lo dimensionado.

$$31.75 \text{ mm} < 34.792 \text{ mm} < 47.625 \text{ mm}$$

Esfuerzo cortante transversal

Los hilos del tornillo que están en contacto con la tuerca estas sometidos a un esfuerzo cortante trasversal, debido a que el tornillo puede tender a cortar los hilos de la tuerca bajo la acción de la carga que se transporta. El área de corte de un hilo está dado por la Ecuación 41.

$$A = \pi * d_{min} * t \quad (41)$$

Donde t es el ancho del hilo en el piso de la tuerca, para el caso de la tuerca trapezoidal t está dado por $t=0.5*p$. El área cortante para el tornillo se puede obtener de la Tabla 20. Siendo esta de un valor de 1.952 in^2 . Con esta información se encuentra el valor del esfuerzo cortante transversal para el tornillo y para la tuerca con la Ecuación 42 y Ecuación 43.

$$\tau_{ct} = \frac{F}{A Z} \quad (42)$$

$$\tau_{cn} = \frac{F}{\pi D t Z} \quad (43)$$

$$\tau_{ct} = 3.067 [\text{Mpa}] < 48.125 [\text{Mpa}] \text{ y } \tau_{cn} = 2.576 [\text{Mpa}] < 48.125 [\text{Mpa}]$$

Eficiencia

Para calcular la eficiencia del tornillo de potencia se utiliza la Ecuación 44.

$$e = \frac{F * L}{2 * \pi * \tau_u} \quad (44)$$

Todos los datos de la Ecuación 40 pueden ser obtenidos de las anteriores ecuaciones ya citadas.

$$e = 35.3\%$$

Potencia

$$P = \tau_u * v \quad (45)$$

Donde v es la velocidad angular (rpm) 20rpm, aplicando la Ecuación 45 se tiene

$$P = 50.26 [W]$$

Selección caja de reducción

Se puede concluir tras este diseño que el tornillo puede soportar todos los esfuerzos a los que va a ser sometido, pese a ello, hay un requisito que se necesita validar y es el torque que tendrá que realizar el operador para mover el bastidor móvil. Este torque es de 15.25 [Nm], pese a ello, según (Al-Qaisi et al., 2019) en su estudio experimental llega a la conclusión que un operador con capacidades físicas desarrolladas puede llegar a un torque máximo de 35 Nm dando una fuerza máxima necesaria de 200 N al utilizar un volante de 13.8 [in].

Sin embargo, unas cifras de mayor realismo se obtienen del libro escrito por (Tilley & Dreyfuss, 1993) sobre los factores humanos en el diseño, estos valores indican que cuando se mueve un volante con una mano la fuerza recomendada es de 87 [N] y de 133.45 [N] al mover con ambas manos en gente promedio sin ninguna limitación física.

Para obtener tales valores se debería trabajar con un volante de diámetro 13.8 [in] o 9 [in] respectivamente lo cual es un valor elevado de tamaño del que no se dispone de espacio. Adicional a esta restricción, como se plantea evitar exceder en gastos se plantea reutilizar un volante y adaptarlo al tornillo cuyo diámetro es de 4.8 [in] dando como resultado una fuerza de 253.74 [N], esto provocaría que la fuerza exceda en un alto porcentaje a la recomendada para una persona promedio, además que mover el volante con tal fuerza tomaría más tiempo y dado que la alineación es un proceso vital para el proceso de laminación lo ideal es reducir este valor en la mayor cantidad posible.

Una solución práctica es ubicar una caja reductora ortogonal para disminuir el torque que realizará el operador y con ello reducir la fuerza aplicada. Como un requerimiento para esta caja reductora se debe considerar reducir la fuerza generada por lo menos a la mitad, además de mantener un tamaño reducido para no interrumpir el paso de los operadores por los pasadores de tránsito. Con esto en mente se procede a la selección.

Requerimientos

Suponiendo que el operador realiza una fuerza de 87[N] en el volante que se dispone de 4.8 [in] de diámetro.

$$T = 87[N] * 2.4 [m] = 5.304[N.m]$$

Debido a que el torque necesario para mover el sistema es de 15 [Nm], se requiere un incremento en el torque de al menos 3 veces ($i > 3$) donde i es el coeficiente de relación de la caja de reducción.

No existe un máximo de amplificación, este dependerá de la disponibilidad del producto en el mercado, sin embargo, se debe considerar que a mayor coeficiente de relación aumenta el torque que pueda generar el operario con la misma fuerza, pero disminuye la velocidad de rotación del tornillo y esta a su vez la velocidad de alineación.

Según el catálogo de (SITI S.p.A, 2021) para seleccionar una caja reductora se necesita conocer el torque y velocidad de salida de la caja reductora que serían 15 [Nm] y 20 RPM respectivamente. Además, se debe conocer el factor de servicio que se puede visualizar en la Figura 105, se escoge el valor de 0.75 debido a que el uso del sistema de alineación según se muestre en temas posteriores no se dedica más de 2 horas al día.

Figura 105

Factor de servicio para caja reductora.

Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço sf							
	Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém./heure	Heures de fonctionnement par jour			
			Ptas. en marcha/ hora Arr./hora	<2	2 + 8	9 + 16	17 + 24
LIGHT DUTY	Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant Embouteilleuses • Filoires • Commandes auxiliaires des machines-outils					
	Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hiladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta	<10	0.75	1	1.25	1.5
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuída • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas					

Nota. Obtenido de (SITI S.p.A, 2021)

τ : Torque de entrada máximo que podría realizar el operario según (Al-Qaisi et al., 2019) 12 [Nm]

$$P = 25.13 [W]$$

Si bien es cierto no se cuenta con un motor de entrada para la caja, se cuenta con un volante y para ello se considera como potencia de entrada máxima 25.13 [W]. El manual de SITI presenta con ejemplos velocidades específicas para considerar cuales serían los resultados con dichas velocidades, sin embargo, se puede tener una noción de selección con la potencia de entrada y el momento de salida M_2 .

Una vez conocidos ciertos parámetros del reductor se realiza una consulta con los proveedores respecto a los reductores que tienen en stock bajo las condiciones de torque, potencia y relación de transmisión ya conocidos, aparte de solicitar una caja de reducción con dimensiones pequeñas las cuales según (SITI S.p.A, 2021) podrían ir entre los modelos U- MU o I-MI. Gracias a la disponibilidad del proveedor se elige entre los modelos REDUCTOR MU50 30/1 B14 FR71 PAM 14/105 y REDUCTOR MU50 20/1 B14 FR73 PAM 14/105.

Si bien los reductores son muy parecidos en tamaño, la distinción más notoria es la de la relación de transmisión $i=20$ o $i=30$ respectivamente, se escoge la relación de transmisión de 20 para trabajar con la velocidad lineal lo más alta posible. Con esta caja reductora los operadores realizan un torque de menor a 1 [Nm] además de una fuerza de 16.7 [N] lo cual es muy bajo para un operario y no interfiere como una limitación su fuerza.

Diseño Eléctrico y electrónico

Módulo de sincronización de motores

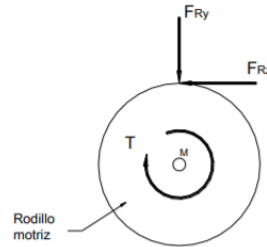
Selección de componentes

Motor Trifásico y caja reductora motor esclavo

Para seleccionar el motor trifásico de la sincronización se determina el torque necesario a partir de las fuerzas que presenta la lámina de foil de Aluminio en contacto con el rodillo motriz, para ello se identifican las fuerzas usando la Figura 106.

Figura 106

Fuerzas presentes en Rodillo Motriz



Nota. Fuerzas de contacto y momento considerados en rodillo motriz.

En base al Diagrama de Cuerpo Libre observado en la Figura 106 se identifica que la Ecuación 43 satisface el cálculo de Torque

$$T = F_{Rz} * r_{rm} \quad (43)$$

Donde F_{Rz} es la fuerza de rozamiento o de arrastre producto del contacto de la lámina de Aluminio [N], r_{rm} es el radio del rodillo motriz y T es el torque necesario. Reemplazando los valores se obtiene que el torque necesario para el motor es de

$$T = 57.709 [Nm]$$

Para reducir los costos se trabaja con motores con los que se cuenta dentro del inventario de la empresa, el motor de mayor adecuación presenta las siguientes características:

- Marca: SIMOTICS
- Potencia: 3 [hp]
- Velocidad angular: 1800 [rpm]
- Polos: 4
- Tipo: Trifásico
- Tensión: 440 [V]

Partiendo con estos datos, se aplica la Ecuación 44 para encontrar el torque de salida del motor disponible.

$$P_m = T_m \omega_m \quad (44)$$

Donde P_m es la potencia del motor [W], T_m es el torque del motor [Nm] y ω_m es la velocidad angular del motor [rad/s]. El resultado de ello en base a los valores presentados indica que el Torque del motor es de 11.868 [Nm]

La selección de la caja reductora parte identificando la relación de reducción, para incrementar el valor del torque se tiene que reducir la velocidad angular y conservar el valor de la potencia, esta relación i se calcula con la Ecuación 45.

$$i = \frac{P}{P_m} \quad (45)$$

Donde i es la relación de reducción de la caja, P es la potencia requerida para el rodillo motriz y P_m es la potencia del motor SIMOTICS. El resultado de aplicar la Ecuación 45 es una $i=4.866$.

Las cajas reductoras ofrecidas por el proveedor no presentan relaciones de reducción excesivamente bajas, en base a la disponibilidad y requerimientos por espacio de que la misma sea ortogonal se procede a seleccionar el modelo NMRV090 de la marca Motorvario Italia, cuyas características son:

- Marca: Motorvario
- Diámetro de servicio: 35 [mm]
- Relación de transmisión (i) : 30
- Torque máximo de servicio: 410 [Nm]
- Diámetro de brida: 200 [mm]
- Velocidad de salida: 60 [rpm]

- Potencia máxima admisible: 3 [hp]
- Factor de servicio: 1.7

La compatibilidad del motor con la caja reductora en tamaño facilitó su selección y montaje, siendo adecuada para el proceso.

Sincronización de motores

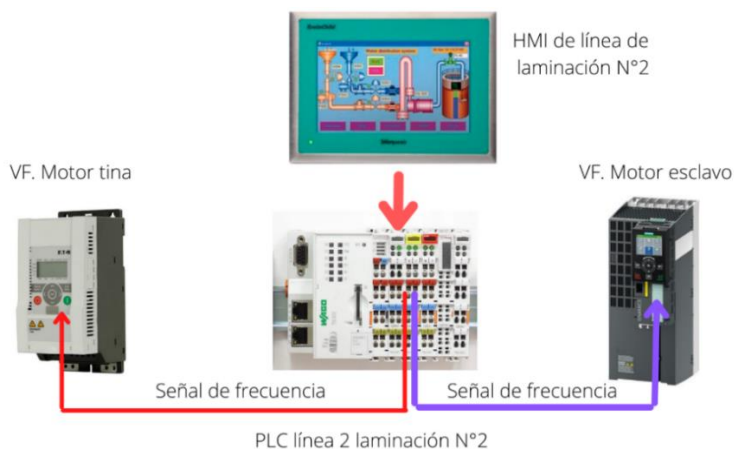
Esquema de funcionamiento

En la Figura 107 se presenta un diagrama de cómo se establece la conexión entre los dispositivos que conforman parte de este sistema, como maestro del sistema está la pantalla HMI encargada de enviar el valor de frecuencia al PLC de línea de laminación N°2, con este dato de frecuencia, mediante el módulo de salidas analógicas el PLC envía el dato de frecuencia correspondiente al variador de frecuencia del motor de tina y también al variador de frecuencia del motor esclavo.

El objetivo de esta sincronización es igualar las velocidades lineales entre el rodillo motriz y los rodillos de laminación.

Figura 107

Esquema de conexión del sistema de sincronización de motores.



Nota. Guía de conexión.

Una de las consideraciones para iniciar el proceso de sincronización es que el motor maestro encargado de mover todos los rodillos de la tina ya cuenta con su propio variador de frecuencia programado. Este variador de frecuencia tiene tres funcionalidades principales: encender, apagar y controlar velocidad angular del motor maestro, todas estas señales de control son enviadas desde un PLC que recibe las señales de acción desde una interfaz gráfica (HMI) manejada por los operadores.

En cuanto a los requisitos exigido para este control están los siguientes

1. El encendido y apagado de los motores es simultaneo con el mismo accionamiento desde la HMI.
2. La sincronización debe garantizar que:
 - El producto sea conforme el cual presente un gofrado notorio.
 - La lámina no se deslice en los rodillos de laminación.
 - La lámina no presente signos de sobretensión.

Con estos requisitos en mente y de acuerdo a los esquemas de funcionamiento se configura el variador de frecuencia del motor esclavo (VF2) para que pueda encenderse al recibir la señal de activación del VF1, además de poder recibir la señal de frecuencia enviada del PLC mediante entradas analógicas. Los parámetros que se configuraron para habilitar las funciones antes mencionadas se las presenta en el Anexo D en la Tabla D.1

Una vez configurado el VF2 se procede a programar el PLC para que pueda enviar la señal de frecuencia al VF2 y así modificar la frecuencia según corresponda para obtener una sincronización óptima. Uno de los planteamientos iniciales es hallar una constante proporcional que pueda seguir la velocidad de la tina, para encontrar esta constante se plantea un esquema teórico basado en ecuaciones conocidas tanto en el campo mecánico como eléctrico y electrónico.

El objetivo principal de sincronizar los motores radica en que se requiere mantener una misma velocidad lineal en todos los rodillos del proceso de laminación, ya que, así se garantiza que la lámina al atravesar cada rodillo mantiene una misma velocidad. Partiendo de las consideraciones iniciales de transmisiones vistas en la Figura 108 y Figura 109 se puede obtener las velocidades angulares y relación de frecuencias para mantener una velocidad lineal aproximada.

Figura 108

Sistema de transmisión para el motor de tina de laminación.



Nota. Secuencia de transmisión en tina de laminación.

$$\omega_{t1} = i_2 * \frac{\omega_{m1}}{i_1}$$

Figura 109

Sistema de transmisión para el motor esclavo.



Nota. Secuencia de transmisión en motor esclavo.

$$\omega_{re} = \frac{\omega_{m2}}{i_{r2}} \quad (46)$$

Donde:

ω_{re} : Velocidad angular del rodillo esclavo, ω_{m2} : Velocidad angular del motor esclavo

i_{r2} : Relación de transmisión de la caja reductora del motor esclavo

Es importante recordar que las variables con que maneja el PLC son los datos de frecuencia, de esta manera es posible relacionar la velocidad angular ω con la frecuencia de cada motor como se aprecia en la Ecuación 47, esta expresa la velocidad asíncrona de un motor inductivo según (Guru & Hizirglu, 1965, p.512)

$$\omega_m = (1 - s)\omega_s \quad (47)$$

Donde ω_m : Velocidad angular del motor [RPM], ω_s : Velocidad angular síncrona del motor. [RPM], s : Deslizamiento.

La velocidad angular síncrona viene representada por la Ecuación 48.

$$\omega_s = \frac{120 f}{P} \quad (48)$$

Donde f frecuencia del motor, P : Número de polos del motor.

El deslizamiento es la representación de la diferencia porcentual de la velocidad síncrona y asíncrona y representa en la Ecuación 49.

$$S = \frac{\omega_s - \omega_m}{\omega_s} \quad (49)$$

El valor de ω_m usualmente es dato del motor ya que es la velocidad a máxima carga.

Tabla 28

Tabla de datos de los motores

Dato	Motor tina	Motor esclavo
ω_m	1730[RPM]	1740 [RPM]
P	4	4
ω_s	1800[RPM]	1800[RPM]
S	3.88%	3.3%

Por lo que la velocidad angular del motor esclavo se representa con la Ecuación 50.

$$\omega_{m2} = (1 - s) \frac{120 f_{m2}}{P}$$

$$\omega_{m2} = 29.01 * f_{re} \quad (50)$$

La velocidad angular del motor de la tina se representa con la Ecuación 51.

$$\omega_{m1} = (1 - s) \frac{120 f_{m1}}{P}$$

$$\omega_{m1} = 28.86 f_{m1} \quad (51)$$

Para mantener las velocidades lineales iguales se aplica la siguiente igualdad (Ecuación 52)

$$V_{rt} = V_{re} \quad (52)$$

$$\omega_{re} * r_{rod2} = \omega_{t1} * r_{rod1}$$

Donde r_{rod2} : radio del rodillo del motor esclavo. (101.6 [mm]), r_{rod1} : radio del rodillo del motor de la tina (549.6[mm]).

$$f_{m2} = 2.678 f_{m1}$$

Esta ecuación será ingresada en el PLC para así asignarle un valor de frecuencia al motor esclavo según el cambio frecuencia que tiene el motor de la tina.

Experimental

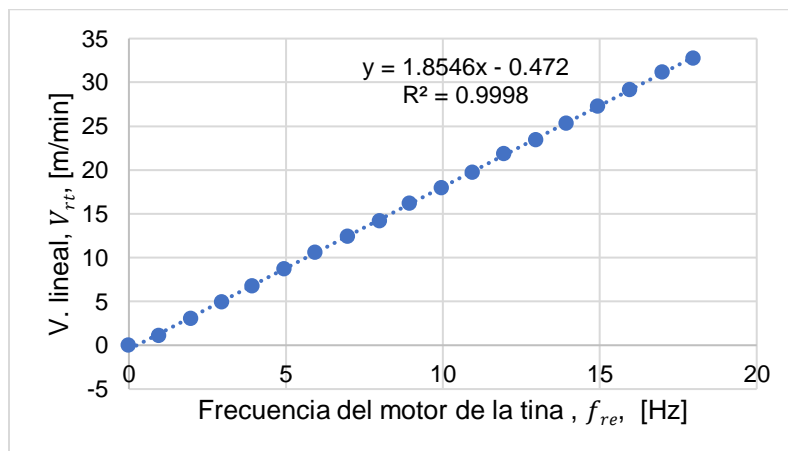
Al no obtenerse un resultado tan preciso en la sincronización al aplicar la ecuación teórica, se vio la necesidad de buscar la relación entre la frecuencia del motor maestro con la del motor esclavo de manera experimental esto se realizó mediante el siguiente proceso.

Primero se toman datos experimentalmente de frecuencia del motor, velocidad angular del motor de la tina y motor esclavo, además de la velocidad lineal del rodillo del motor esclavo y de dos rodillos de la tina de laminación los cuales se muestran en el Anexo E, cabe recalcar que la frecuencia de la tina es modificada en la HMI de los operadores y varía de unidad en unidad desde 0 a 18 [Hz].

Como primer paso se relaciona mediante una aproximación lineal la velocidad lineal de salida del rodillo 7 perteneciente a la tina de laminación con la frecuencia del motor de la tina. En la Figura 110 se presenta la aproximación y su factor R.

Figura 110

Relación frecuencia- velocidad lineal del motor tina



Nota. Gráfica realizada con datos de anexo E.

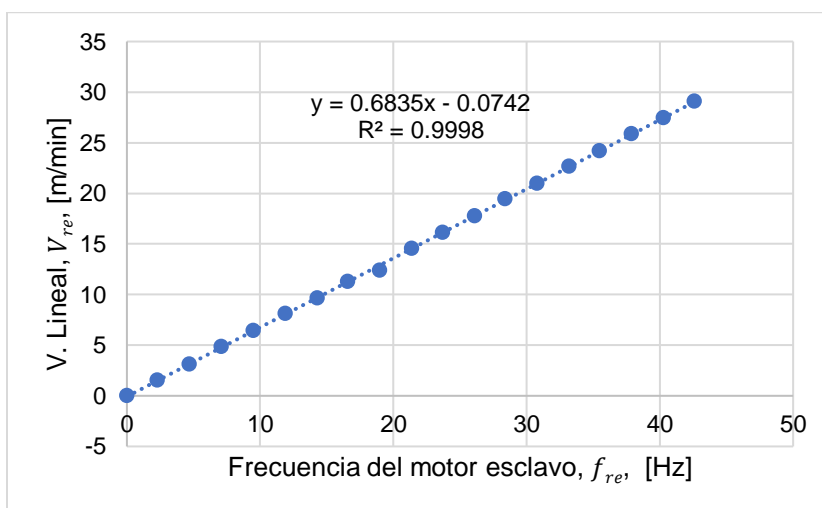
$$V_{rt} = 1.8546 * f_{rt} - 0.472 \quad (53)$$

Donde V_{rt} : Velocidad lineal del rodillo de la tina y f_{rt} : frecuencia del motor de la tina.

Como segundo paso se relaciona mediante una aproximación lineal la velocidad lineal de salida del rodillo esclavo con la frecuencia del motor esclavo. En la Figura 111, se presenta la ecuación aproximada y su factor R cuadrado.

Figura 111

Relación frecuencia- velocidad lineal del motor esclavo



Nota. Gráfica realizada con datos de anexo E.

$$V_{re} = 0.6835 * f_{re} - 0.0742 \quad (54)$$

Donde V_{re} : Velocidad lineal del rodillo de esclavo., f_{re} : frecuencia del motor esclavo.

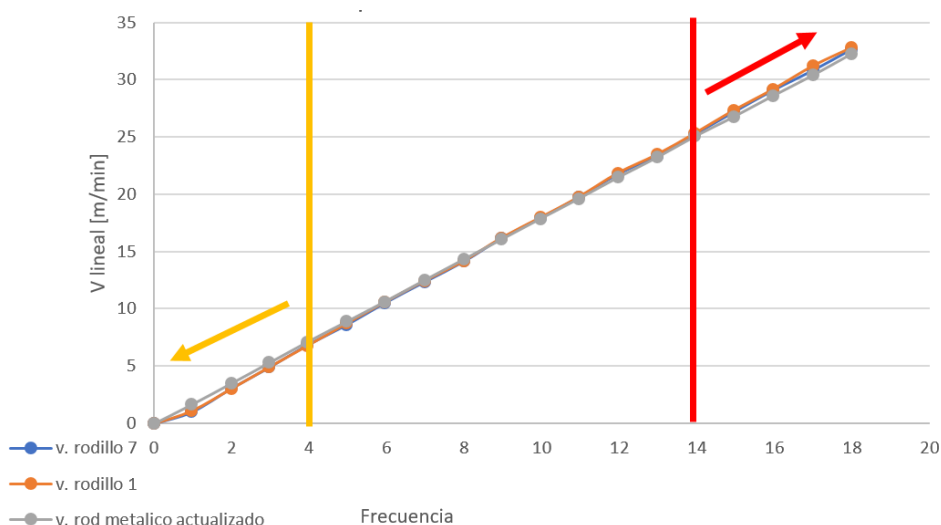
Con la Ecuación 53 y 54, y la igualdad de la Ecuación 52 se expresa la ecuación que relaciona la frecuencia del motor esclavo con la del de la tina en la Ecuación 55.

$$f_{re} = 2.71 * f_{rt} - 0.582 \quad (55)$$

Con esta ecuación puesta en el programa del PLC, se toman los mismos datos del Anexo E del cual se obtuvo el resultado presente en la Figura 112.

Figura 112

Resultado preliminar de la sincronización de motores.



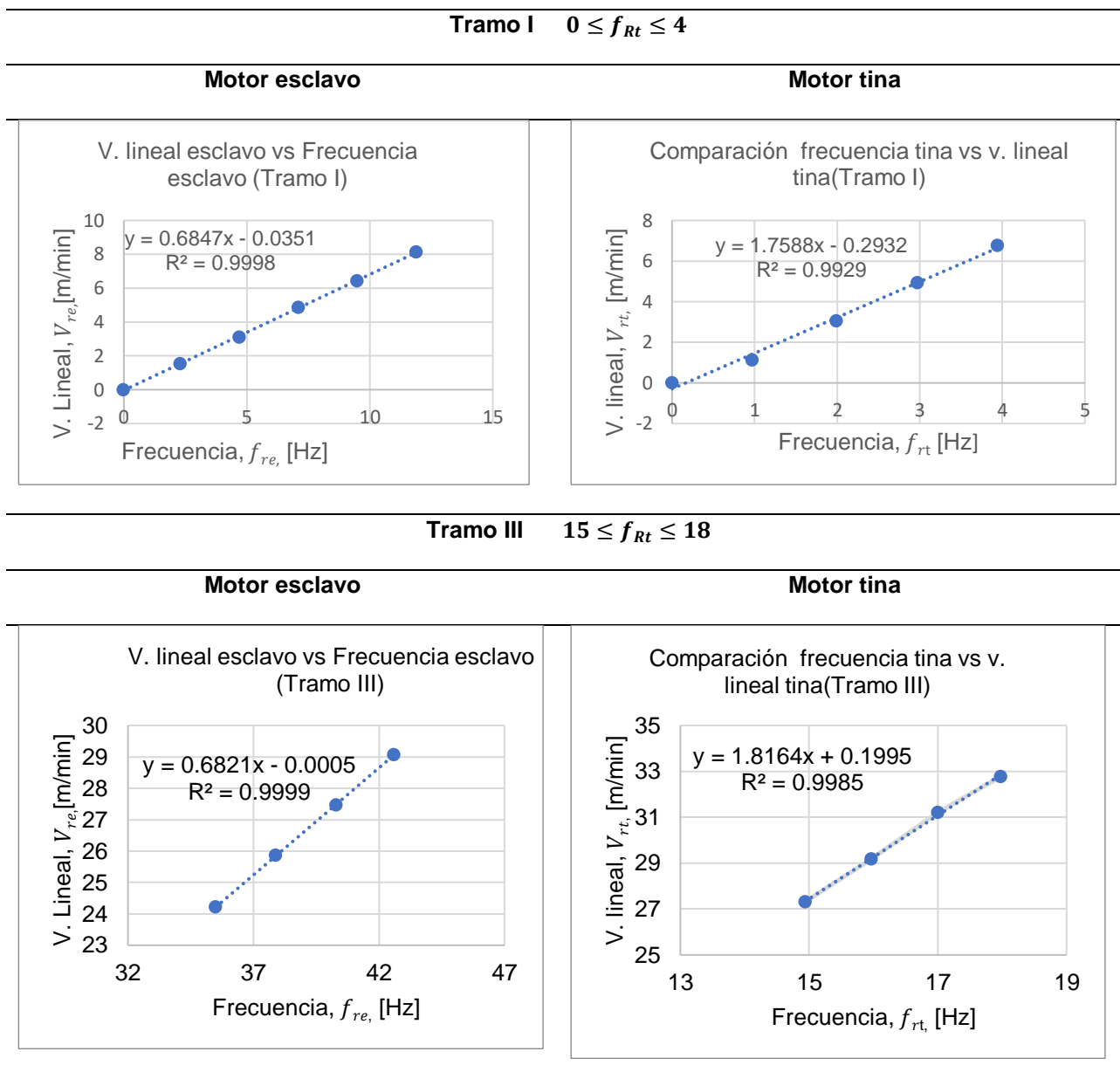
Nota. Gráfica en tramos realizada con datos de anexo E.

En la Figura 112 se aprecia que las velocidades están sincronizadas con gran aproximación, sin embargo, se pueden identificar dos tramos que tienden a presentar más diferencia entre la velocidad lineal del rodillo de la tina y la del esclavo, estos son el tramo amarillo de 0 a 4 [Hz] y el tramo de frecuencias mayores a 14[Hz] (rojo).

Pese a que no son diferencias altas, pueden llegar a ser significativas después de largas horas de producción pues toda esa diferencia es notoria a mayor tiempo, para aumentar la precisión en todo el espectro de frecuencias se realizan ecuaciones por tramos siguiendo el mismo procedimiento realizado para obtener la Ecuación 55, se encuentra la aproximación lineal con los mismos datos pero con límites distintos, estas ecuaciones se presentan en la Tabla 29.

Tabla 29

Ecuaciones por tramos para sincronización.



Nota. Gráfica realizada con datos de anexo E.

La ecuación para el primer tramo se presenta en la Ecuación 56 y para el tercer tramo en la Ecuación 57, consecutivamente

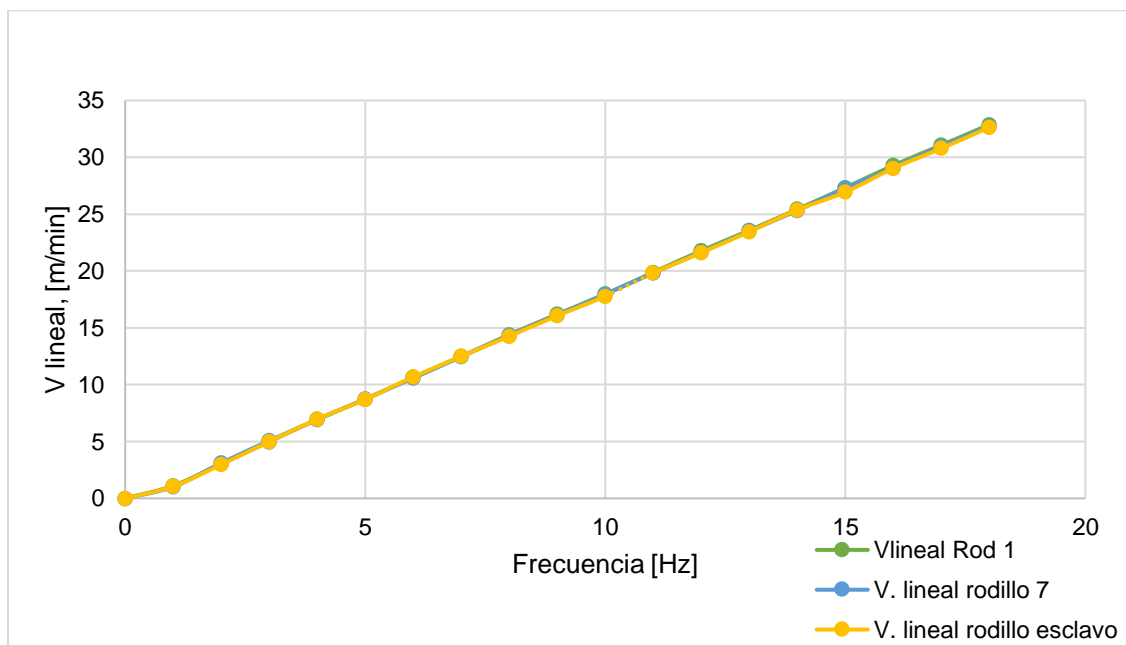
$$f_{re} = 2.63 * f_{rt} - 0.463 \quad (56)$$

$$f_{re} = 2.72 * f_{rt} - 0.6792 \quad (57)$$

Ingresando las ecuaciones 55, 56 y 57 en el PLC se obtienen los resultados satisfactorios para mantener la velocidad lineal mucho más cercana entre el motor de la tina y esclavo, en la Figura 113 se aprecian los resultados finales de la sincronización.

Figura 113

Resultado final de la sincronización de motores.



Nota. Gráfica realizada con datos de anexo E.

Sistema de control de tensión

El control de tensión está compuesto por un tablero de control, el freno neumático como actuador, y las celdas de carga como sensores para la señal de retroalimentación.

Celda de carga

La celda de carga utilizada para la medición de tensión se presenta en la Figura 114, esta permite ser portadora de un rodamiento que será acoplado al eje del rodillo de la celda de carga construido de aluminio como recomendación del proveedor para disminuir el peso del rodillo y con ello la capacidad de las mismas.

Figura 114

Celda de carga para rodillos



Nota. Obtenido de (Double E, 2018)

Esta celda de carga fue seleccionada al conocer que la tensión que genera la lámina de aluminio en el sistema de gofrado es de 57.35 [Kgf/mm] de acuerdo a los parámetros y experiencia del proveedor para foil del mismo espesor (80 micras). El rango máximo de tensión que puede medir el rodillo sostenido por el par de celdas de carga es la suma del rango máximo de tensión la celda individual, por ejemplo, al seleccionar una celda de carga de 50 [kg], se obtiene un rango máximo de tensión de 100 kg en conjunto. Double E maneja celdas de cargas de: 15, 25, 50 y 100 [Kg], por lo que se selecciona la celda de 50 Kg, para cada extremo del rodillo de acuerdo a las especificaciones mencionadas previamente.

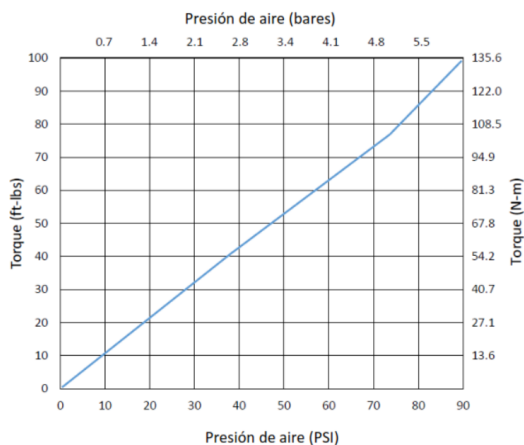
Freno neumático

Para la selección del freno se toma como referencia el torque necesario para frenar por completo la bobina entera de foil de aluminio con un diámetro de 40 [cm], la fuerza tangencial necesaria que produce el des bobinado es de 57.35 [Kgf] correspondiente a la tensión de la lámina, estos valores generan un torque de 112.48 [Nm].

En la Figura 115 se presenta que dicho torque está dentro de los torques con los que puede trabajar el freno seleccionado.

Figura 115

Gráfica torque- presión freno neumático



Nota. Obtenido de (Double E, 2017, p.14)

Calibración del tablero de control de tensión

Para implementar el control de tensión primero se deben montar tanto los sensores como el actuador, para poder utilizar ambos elementos en el lazo de control se conectan las celdas a un amplificador para utilizar su señal en salida de 0 a 10 V de forma proporcional a la fuerza identificada en el foil de aluminio, para observar el proceso de calibración de estos componentes en la HMI es necesario acudir al Anexo F, las tablas necesarias que contienen los parámetros fundamentales a modificar son la Tabla F.1 y Tabla F.2, si se requiere personalizar se puede utilizar la Tabla F.3.

Sintonización del controlador

El tablero de control de tensión cuenta con un controlador propio, gracias a la facilidad de este, los parámetros del controlador proporcional (K_p), integral (K_i), y derivativo (K_d) pueden ser visualizados y modificados. Al iniciar la primera prueba del control automático de tensión se trabajan con las constantes propuestas por el proveedor, estas son de $K_p = 2$, $K_i = 0.3$, $K_d = 0$, los resultados de esta prueba se pueden observar en la Tabla 30.

Estos valores fueron registrados cada 2 minutos a partir de los valores mostrados en la HMI.

Tabla 30

Datos de tensión tomados con las constantes del controlador por default.

	Tensión medida	Tensión deseada	Error
1	21.32	20	6.60%
2	21.98	20	9.90%
3	21.44	20	7.20%
4	21.9	20	9.50%
5	17.84	20	10.80%
6	21.95	20	9.75%
7	18.34	20	8.30%
8	16.48	20	17.60%
9	22.35	20	11.75%
10	18.78	20	6.10%
11	21.89	20	9.45%
12	18.24	20	8.80%
13	17.36	20	13.20%
14	16.25	20	18.75%
15	20.98	20	4.90%
16	17.1	20	14.50%
17	18.24	20	8.80%
18	17.8	20	11.00%
19	17.26	20	13.70%
20	22.64	20	13.20%

Nota. Datos recopilados del tablero y su HMI.

Las pruebas realizadas se tomaron con una tensión referencial de 20 [Kg], los valores obtenidos de error se dan en un rango de 4.90% hasta 18.75%, dando un promedio de error de 10.69%, valor que se considera alto, ya que se presentó problemas en el proceso de laminación. El tiempo de respuesta de este control es calificada como normal para los operarios, razón por lo cual se busca corregir únicamente el error en estado estacionario.

Para corregir el alto error presentado en el estado estacionario se modifican las constantes proporcional e integral utilizando un diseño experimental tipo Taguchi, en el mismo se plantea sintonizar estas constantes utilizando un diseño L8 de dos niveles dos factores. El diseño planteado está compuesto por los factores y niveles presentados en la Tabla 31. En la Tabla 32 se presenta las combinaciones y resultados del diseño experimental realizado en la línea de laminación N°2.

Tabla 31

Factores y niveles para la sintonización de controlador

Factor	Nivel	
	1	2
A: Kp	2.5	3
B: Ki	0.4	0.5

Nota. Valores identificados por estudiantes.

Tabla 32

Resultados de experimento para la sincronización

Kp	Ki	Error %
2.5	0.4	13.48
2.5	0.4	10.68
2.5	0.5	9.23
2.5	0.5	8.70
3.0	0.4	6.95
3.0	0.4	4.35
3.0	0.5	4.16
3.0	0.5	2.53

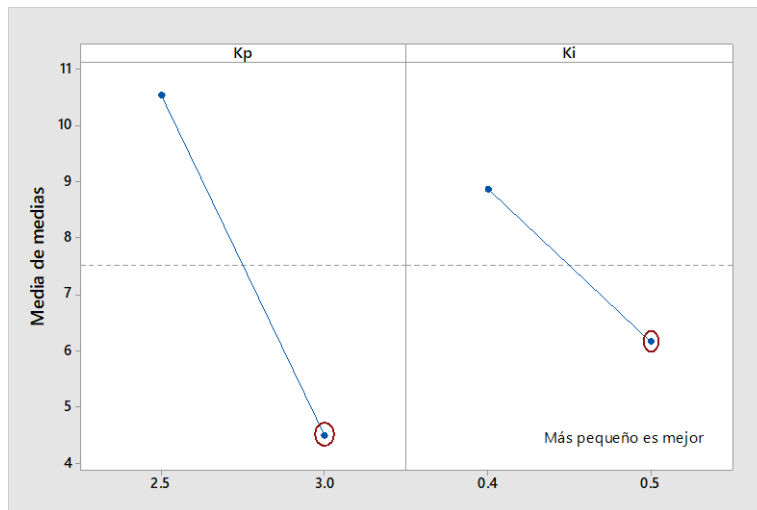
Nota. Error porcentual comparado valor experimental y seteado.

En la Figura 116 se observa que ambas constantes son significativas para corregir el error en estado estacionario tal y como menciona la teoría, la constante derivativa no fue considerada para el diseño, ya que, está no influye en el error de estado estacionario.

El modelo seleccionado para realizar la gráfica de efectos principales para medias es “más pequeño es mejor”, de esta manera se selecciona la constante $Kp = 3$ y $Ki = 0.5$, con los que se consiguieron un error porcentual entre 4.5 % y 10.5%.

Figura 116

Gráfica de efectos principales para medias para la sintonización



Nota. Gráfico realizado en Minitab.

Desarrollo de diseño experimental

El diseño experimental propuesto es un diseño Taguchi debido a que el tiempo y material disponible es limitado al no poder interrumpir el proceso de producción, ya que esto representa un gasto económico.

Al aplicar un modelo Taguchi la cantidad de experimentos es reducida lo que permite optimizar estos recursos. Adicionalmente, este experimento permite que podamos escoger la configuración con mejores resultados para la producción de láminas asfálticas en la línea de laminación N°2.

El objetivo de este experimento es medir la calidad del gofrado a través de su textura y espesor de la lámina la cual es calificada por el operario de mayor experiencia

en una escala del 1 al 10 donde 1 es una textura lisa y 10 una textura gofrada adecuadamente, para correr este experimento se ha tomado en cuenta los factores que se consideran de mayor impacto en el producto junto con sus niveles posibles, estos se aprecian en la Tabla 33.

Tabla 33

Factores y niveles para modelo Taguchi

Factor	Unidad	Nivel			
		1	2	3	4
A: Tensión de foil de aluminio liso	[Kgf]	18	21	24	27
B: Frecuencia de motor de Tina	[Hz]	15	17	-	-
C: Identación de rodillo gofrador	[cm]	Bajo	Alto	-	-

Nota. Seleccionados para modelo de Taguchi mixto.

El modelo seleccionado es un modelo Taguchi L8 mixto comprendido por 2 factores de 2 niveles y 1 factor de 4 niveles, el factor correspondiente a la tensión del foil de aluminio posee 4 factores debido al amplio rango en el que se trabaja actualmente y del cual se desconoce un valor puntual para un producto adecuado. Al ser un modelo L8 se trabajan con 8 mediciones y para un resultado certero se trabaja con 2 corridas en la adquisición de datos.

Los factores considerados son la tensión del foil de aluminio medida por la celda de carga en la zona de desbobinado manipulada desde la pantalla del tablero de control de tensión en la que se puede monitorear su valor, la frecuencia manipulada en el HMI que se asocia implícitamente a la velocidad de laminación que el operador maneja y por último la identación del rodillo gofrador que relaciona la posición del rodillo gofrador respecto al eje del rodillo de presión, esta se manipula girando un tornillo de potencia vertical y se mide con el uso de un flexómetro entre los centros de ambos ejes.

Capítulo IV

CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA

Documentación para la manufactura

Los sistemas de gofrado con sus diferentes módulos son construidos y ensamblados mediante planos de construcción en los cuales se presentan dimensiones, detalles y especificaciones que son utilizadas para la construcción e implementación del sistema. Los planos de construcción se encuentran en el Anexo G. Los diagramas de flujo para construcción e implementación se encuentran en el Anexo H.

Construcción

Módulo estructural

En base al diseño estructural del bastidor deslizante y la estructura que soporta el mismo, en el Anexo H en la Tabla H.1 se presenta la lista de materiales y herramientas que fueron necesarias para la construcción de dichas estructuras. En la Figura 117, Figura 118 y Figura 119 se puede apreciar la construcción y la implementación de la estructura que soporta el sistema de gofrado en línea además del bastidor.

Figura 117

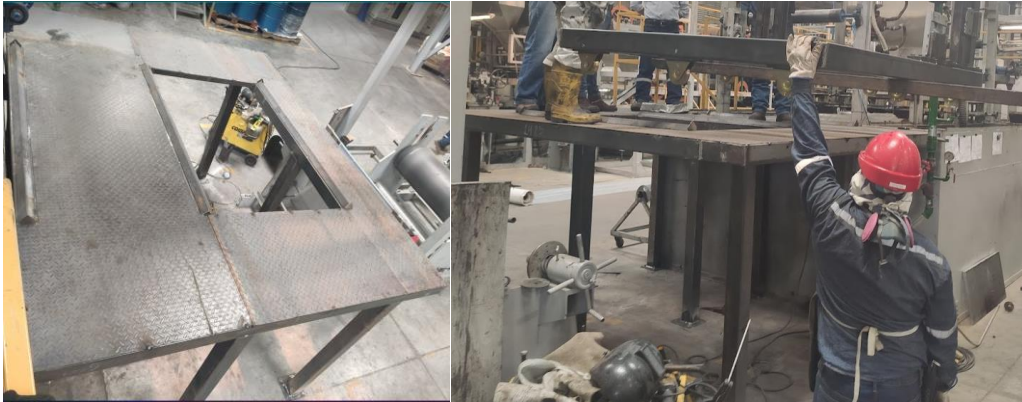
Construcción de la estructura



Nota. Imagen tomada de pre ensamble.

Figura 118

Construcción de la estructura del sistema de gofrado



Nota. Imagen tomada in situ.

Figura 119

Plataforma implementada por completo.



Nota. Imagen tomada in situ.

Módulo de desbobinado

Este módulo comprende todo el sistema de rodillos a partir del primer rodillo que atraviesa la bobina de aluminio, en el Anexo H en la Tabla H.2 se presenta los materiales y herramientas para la construcción e implementación de este sistema.

Para realizar este módulo se inicia por los pedestales que sostienen al primer rodillo y al rodillo de la celda de carga, después se realizan las placas para sostener a dicho pedestal y las placas que sostienen al rodillo tensor en la Figura 120 se muestra su construcción e implementación.

Figura 120

Montaje y construcción del módulo de des bobinado.



Nota. Imagen tomada de pre ensamble.

Módulo de gofrado

Este módulo comprende los rodillos tanto el gofrador con el patrón de indentación como el rodillo de presión, además de todos los componentes que los sostienen, en el Anexo H en la Tabla H.3 se presenta los materiales y herramientas para la construcción e implementación de este sistema.

Este módulo es el de más difícil construcción e implementación debido a que se reutilizan chumaceras del anterior sistema de gofrado del que pese a tener medidas exactas la manufactura puede alterar esta precisión planteada de forma teórica en la práctica permitiendo que las chumaceras no se adecúen en sus ranuras laterales para suprimir rotaciones en el eje y, además un problema es el peso de los rodillos ya que este valor es elevado y con ello su movilización es bastante compleja. En la Figura 121 se presenta la construcción e implementación del sistema de gofrado.

Figura 121

Construcción e implementación del sistema de gofrado



Nota. Imagen tomada de pre ensamble.

Módulo de alineación

Este módulo comprende la implementación del tornillo y tuerca de potencia además de los soportes necesarios, como placas, volante y caja reductora, en la Tabla H.4 se presenta los materiales y herramientas para la construcción e implementación.

En el Anexo H se detallan las actividades realizadas para implementar este módulo, una de las operaciones más complicadas es el acople y la soldadura de la tuerca de potencia en la estructura como se muestra en la Figura 122.

Figura 122

Construcción e implementación del módulo de alineación



Nota. Imagen tomada de pre ensamble.

Módulo de control de tensión

Este módulo comprende la implementación de las celdas de carga junto al rodillo que permite medir la tensión en la lámina, además de la implementación del tablero de control en la línea de producción y el freno en el bastidor móvil, en la Tabla H.5 se presenta los materiales y herramientas para la construcción e implementación de este sistema.

En el Anexo H se detallan las actividades realizadas para implementar este módulo, este módulo fue relativamente sencillo de implementar como se observa en la Figura 123, sin embargo, la calibración de la celda de carga requirió mucho más tiempo. En la Figura 124 se aprecian elementos para el montaje en este módulo.

Figura 123

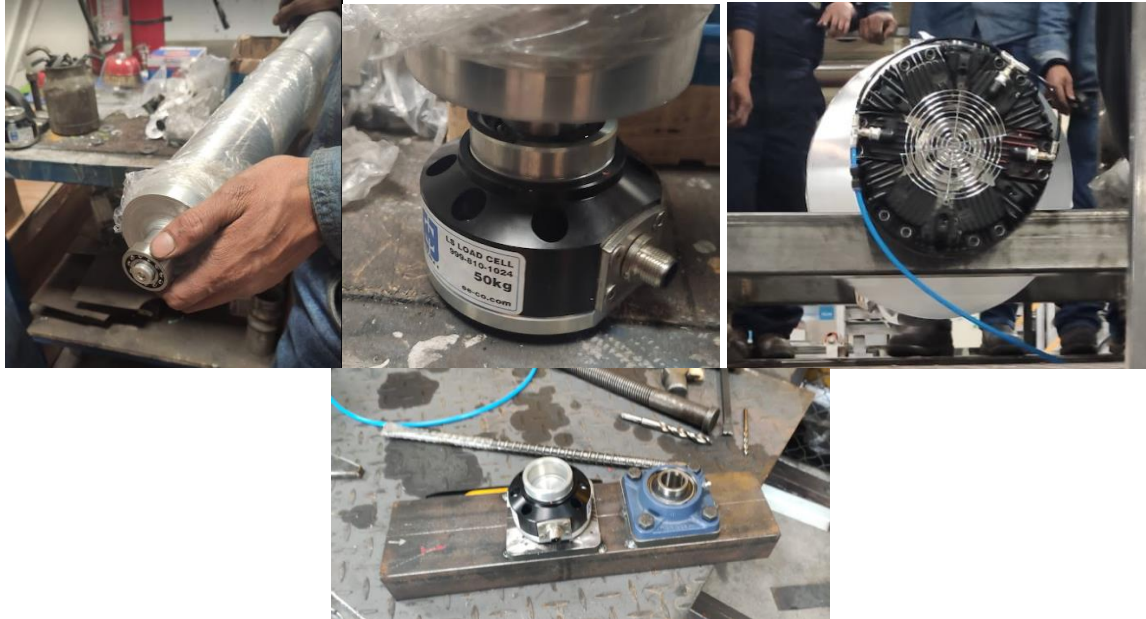
Tablero de control de tensión montado



Nota. Verificación de accesibilidad HMI.

Figura 124

Construcción e implementación del módulo de control de tensión



Nota. Montaje celda de carga y rodillo.

Módulo de sincronización

Este módulo comprende la implementación del motor esclavo junto a su rodillo para ayudar a la línea de laminación con el arrastre del aluminio gofrado, sus placas de soporte y el montaje de la caja reductora con motor, en la Tabla H.6 se presenta los materiales y herramientas para la construcción e implementación de este sistema.

En el Anexo H se detallan las actividades realizadas para implementar este módulo, el montaje se puede observar en la Figura 125, además de la implementación mecánica este sistema contó con programación en PLC, y configuración del variador de tensión.

Figura 125

Construcción e implementación del módulo de sincronización.



Nota. Montaje de elementos.

Módulo de alineación

Al iniciar la producción en la línea de laminación N°2 con el sistema de gofrado en línea los lazos de control planificados como el de tensión y sincronización no fueron implementados por varios motivos, entre ellos se encuentra el validar el funcionamiento mecánico del sistema una vez culminada su construcción y cumplir con los tiempos de entrega del nuevo material.

El sistema de alineación de manera manual funciona con un volante que permite mover de manera transversal el bastidor móvil, a medida que el proceso de laminación mantuvo su operatividad la necesidad de automatizar este módulo disminuye debido a que la bobina de aluminio que viene de mano del proveedor se encuentra bobinada correctamente, como el proceso no se realiza en dos estaciones distintas no se cuentan con nuevos re bobinados de foil gofrado y esto disminuye significativamente los errores de alineación pues ya no se forman conicidades en las bobinas como en el caso de la estación anterior.

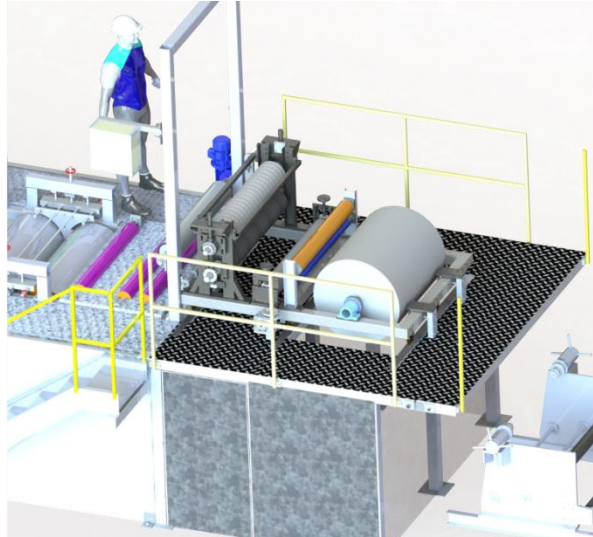
Estos resultados fueron comentados y junto al equipo de ingeniería de Imptek Chova del Ecuador S.A se puso bajo observación la necesidad de automatizar el proceso, debido a un estudio de la inversión y financiamiento al proyecto junto con los gastos adicionales que conlleva la adquisición de elementos para la automatización comparado con el impacto que tendría la alineación en el producto final no se considera un costo/beneficio significativo, esto lleva a que se decida trabajar con el modo manual pues no ha presentado inconvenientes en los 4 meses de producción.

Para sustentar la necesidad de alineación del sistema se realiza la toma de medida de la desalineación de la lámina de aluminio liso antes de entrar a la tina de laminación, esta prueba se la realiza con un sensor específico (SE-22) para medir la desalineación como el que se presenta en la Figura 128 debido a que es un elemento de repuesto de otro alineador utilizando en la empresa, en esta imagen se aprecia que la lámina atraviesa el sensor, este al tener un haz de luz permite medir la ubicación de la lámina en el mismo, este sensor cuenta con un rango de medida de 15.24 mm que es parametrizada por una señal analógica de 4 a 20 [mA] leída y escalada por el controlador para obtener el dato de desalineación.

El diseño realizado en un software CAD se puede apreciar en la Figura 126 y su implementación física se puede contrastar con la Figura 127. Ambas indican el resultado final del presente trabajo de titulación.

Figura 126

Modelo CAD de trabajo de titulación



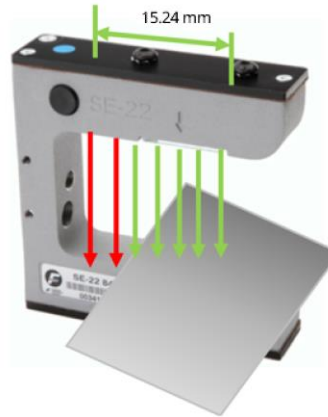
Nota. Modelo renderizado de ensamble

Figura 127

Trabajo de titulación implementado y en producción



Nota. Modelo final construido.

Figura 128*Sensor de alineación SE-22*

Nota. El sensor mostrado es un repuesto utilizado para la prueba.

Los operadores a través de la experiencia con la maquinaria han encontrado la posición correcta de la lámina para considerarla alineada, esta marca se presenta en la Figura 101, una vez montado el sensor en la línea de laminación se establece el valor que indica el sensor en la posición de alineación sugerida por los operadores siendo esta de 7.5 [mm] desde el límite inicial de medición del sensor. A partir de esta posición se recopilaban datos cada minuto por el lapso de 2 horas que es el tiempo aproximado que dura una bobina de foil de aluminio liso, este tiempo es el que se demora una bobina nueva de foil de aluminio en acabarse.

Esta prueba se realiza tanto para aluminio mate como aluminio ochre en una oportunidad para cada caso debido a que no se puede intervenir en el proceso de laminación sin que el departamento de producción brinde su aprobación para realizar las pruebas correspondientes.

Estudio de desalineación en Alumband Ochre

En el ANEXO I se encuentran los datos tomados por el sensor, con estos valores se calcularon datos estadísticos generales presentados en la Tabla 34.

Tabla 34

Resumen de datos de desalineación Aluminio Ochre

Denominación	Valor
Media	7.54 (mm)
Mediana	7.705 (mm)
Mínimo	6.09 (mm)
Máximo	8.45 (mm)
Rango	2.36(mm)
Desviación estándar	0.5601

Nota. Valores obtenidos con estadística descriptiva.

Uno de los datos más importantes de la Tabla 34 es el rango de todo el espectro de datos tomados por el sensor, siendo de 2.36 [mm], los requerimientos de los operadores y el departamento de calidad consideran una desalineación máxima de ± 3 mm a partir de la señal mostrada en la Figura 101, según la mismas, en la gráfica de valores individuales se muestra que a partir de la media se desplaza 0.907 [mm] de manera positiva y 1.4 [mm] de manera negativa en los casos más críticos.

Si bien la desalineación permanece dentro de los límites de control, la evaluación de desalineación la realizan los operarios de manera visual, pese a que 1.4 [mm] está dentro de los límites de aprobación puede que para la apreciación visual del operador no se encuentre dentro del rango y de esta manera deba utilizar el volante para volver el sistema a su punto 0 cuando ellos consideren adecuado.

Al aplicar una carta de control I-MR se obtiene un monitoreo de la media y a su vez información importante sobre los cambios o alteraciones en el proceso como en este caso sobre la alineación durante la laminación, este tipo de gráfica es seleccionada porque se trabaja con un conjunto de datos que han sido tomados en observaciones de carácter individual y no están agrupados, el resultado que puede otorgar esta gráfica permite conocer si es inestable o estable el proceso en un lapso de tiempo estudiado para poder realizar acciones correctivas o validar un proceso en el tiempo. En el caso del aluminio Ochre se presentan mayor cantidad de puntos que no pasan la prueba en la etapa inicial que es cuando apenas se desbobina, en la Figura 129 se aprecia que al inicio en la sección de desbobinado se presenta una irregularidad con puntos fuera de los límites de control que solo se reiteran en otras dos ocasiones durante todo el desbobinado de una nueva bobina de foil de aluminio liso, esto es comprensible debido a que uno de los retos consiste en producir con esta Materia prima que al estar pigmentada presenta un mayor deslizamiento, sin embargo, esta carta de control muestra que la mayor parte del tiempo presenta estabilidad en su alineación respecto al tiempo lo que da por validado del sistema de gofrado continuo sin necesidad de usar un sistema de alineación como un aspecto indispensable en la producción.

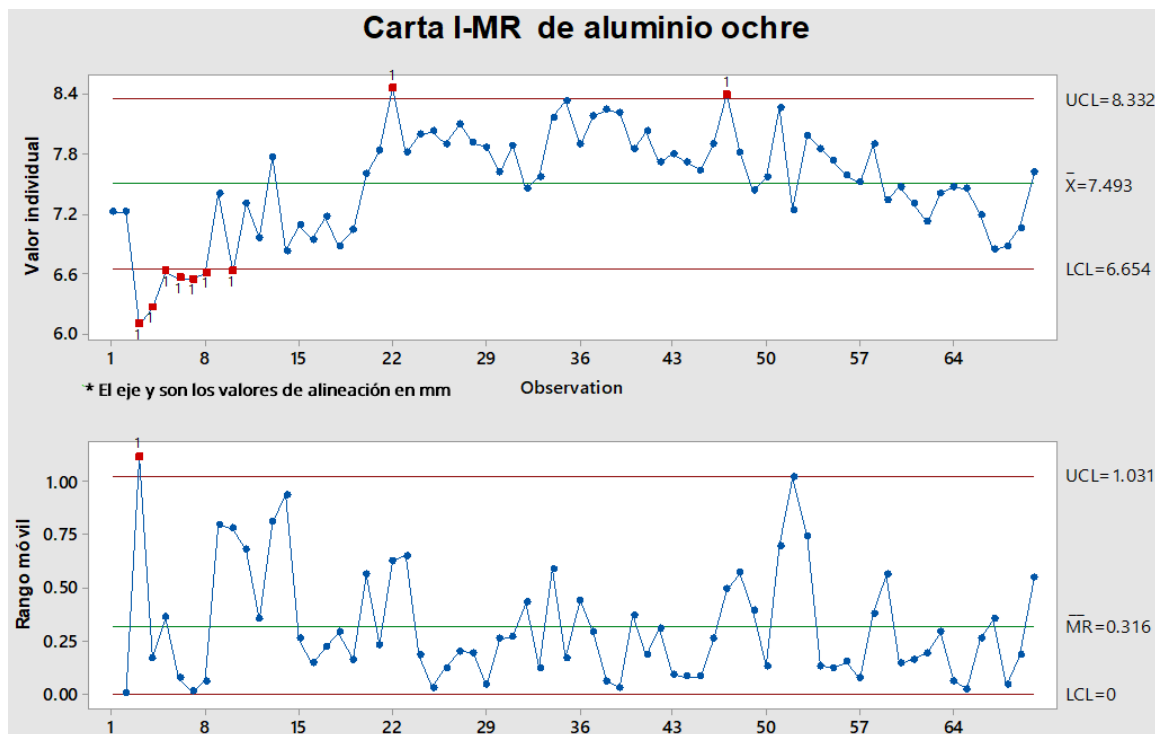
Aluminio mate

En la Figura 130 se puede apreciar que en la gráfica de rangos móviles no existe valores fuera del límite de control para el aluminio mate y mantienen un orden aleatorio, asegurando que si bien hubo cambios drásticos en los datos se mantienen dentro de los límites de control lo que garantiza estabilidad en todo el proceso de laminación de una bobina de foil de aluminio liso demostrando por completo que para este material el bastidor construido no requiere de un sistema de alineación controlado,

si bien es deseable se debe entender el costo y contrastar con el beneficio posible. En la gráfica de valores individuales no se presentan datos fuera de control.

Figura 129

Carta de control I- MR para aluminio ochre

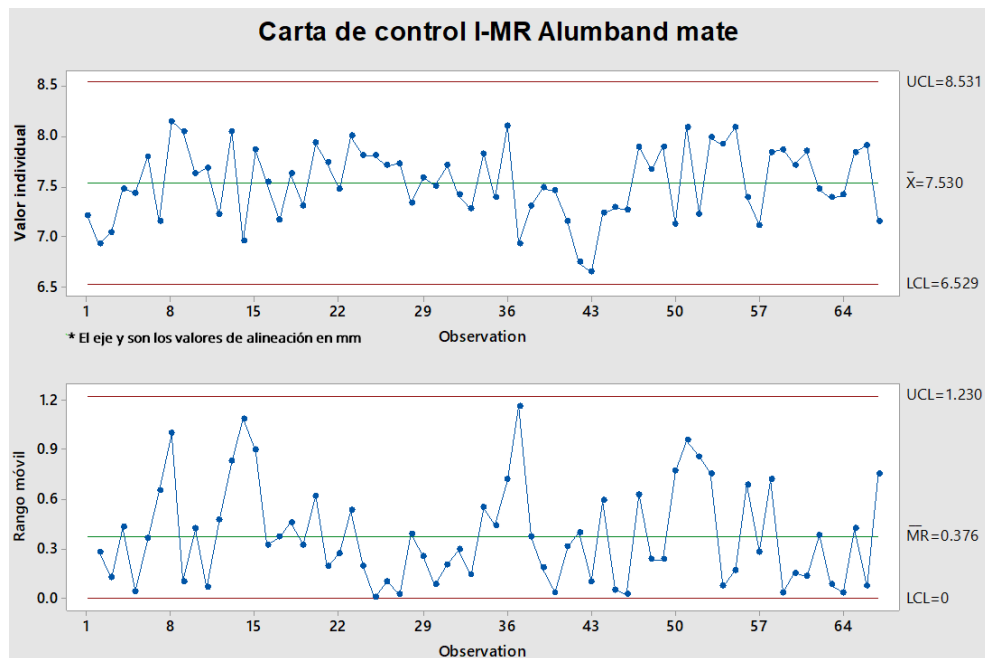


Nota. Realizado con el software Minitab.

En el caso del aluminio mate el límite superior a partir de la media es de 0.64 [mm] y para el límite inferior es de 0.86 [mm] por lo que este material presenta menos desalineación que el Aluminio Ochre, sin embargo, como se había mencionado previamente la evaluación final es realizada por los operadores y si es factible según su evaluación pueden o no realizar la alineación constante hasta el punto 0 independientemente de los resultados estadísticos planteados, pese a ello, su opinión reafirma el estudio mostrado por la carta I-MR pues a su criterio no es necesario alinear de manera recurrente y en caso de requerirlo para su forma de ver es una o dos vueltas que representa 0.25 a 0.5 mm de corrección.

Figura 130

Carta de control I- MR para aluminio mate



Nota. Realizado con el software Minitab.

Pruebas

Pruebas de gofrado en línea y sincronización

El sistema de sincronización tuvo varios días de pruebas y seguimientos, sin embargo, las tablas con la recopilación de estos datos se observan en el ANEXO J.

Las pruebas y seguimiento realizado tienen el fin de validar las relaciones encontradas en vacío, para poder aprobar la sincronización es necesario tomar los valores de velocidad lineal con ayuda de un tacómetro en las unidades m/min, este artefacto utiliza un disco que entra en contacto con la cara del rodillo en movimiento rotacional que mientras este gira lo hace también el disco y permite relacionar, estos valores son tomados para establecer una comparación y para ello es importante que es aparato este ubicado completamente paralelo a la cara del rodillo con el fin de evitar una lectura incorrecta o que se pierda el contacto en ciertos momentos.

Los datos tomados para las pruebas ocurren en un lapso comprendido entre cinco y ocho minutos durante la producción de una carga con el fin de estudiar el comportamiento completo, para los seguimientos el tiempo entre dato es aleatorio con el fin de conocer el estado de la producción.

Prueba 1

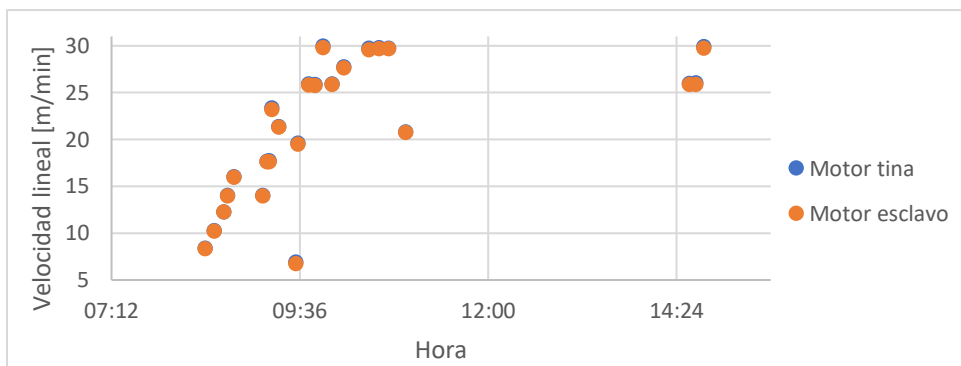
Producto: Alumband 2mm por 10m doble mástico.

En la Figura 131 se presenta que a lo largo de la producción las velocidades lineales se mantienen similares, aparte de lograr una producción normal, es decir, no hubo paros por fallas relacionadas a deslizamiento de la lámina o pérdida de gofrado como se había presentado cuando no se contaba con el sistema de sincronización.

Adicional a ello, pese a que la sincronización se la trató en vacío su resultado se aprecia positivo con carga para la producción en la línea de laminación N°2, los valores tomados y mostrados en la Tabla J.1 indican que las frecuencias en esta prueba se variaron en valores bajos, medios y altos para conocer el comportamiento, sobre todo se mantuvo una frecuencia de trabajo de acuerdo a los valores acostumbrados por el operario para la estabilización del proceso y cumplir con la carga en el tiempo establecido si problema alguno.

Figura 131

Prueba N°1 de sincronización – Velocidad lineal de motor de tina y rodillo anclado a motor esclavo



Nota. Gráfica realizada con datos de anexo J.

En la Figura 132 y Figura 133 se aprecia notoriamente el resultado e impacto de la sincronización de motores en el producto, la Figura 132 indica visualmente la carente identificación de los patrones de gofrado en el producto y presencia de concavidades alrededor de los mismos debido a elongaciones por altas tensiones en la lámina, esto ocurre por el alto trabajo y demanda que presenta el motor de la tina para arrastrar la lámina por toda la nueva línea de gofrado continuo, al gofrar esta sección actúa como un freno e incrementa la tensión en toda la trayectoria.

La Figura 133 muestra una corrección deseada por el uso de un motor adicional que ayuda al motor de la tina, en la Tabla J.1 estos valores de amperaje en el motor de la tina se encuentran en valores adecuados y estables a diferencia de pruebas anteriores donde la demanda sobrepasaba los 7 u 8 [A]. Esta identificación es aceptada por el departamento de calidad pues su marcado es visual y estéticamente apreciable, además de estudios propios del mismo departamento, las concavidades vistas en la Figura 132 influía en presencia de burbujas o agua que influían en la adherencia de la capa de mástico a la armadura de aluminio que con la sincronización se logra evitar.

Figura 132

Rollo de Alumband doble mástico sin sincronización



Figura 133

Rollo de Alumband doble mástico con sincronización

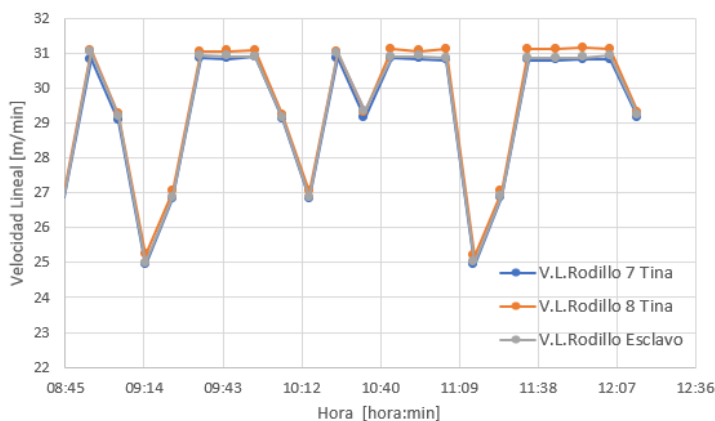


Nota. Comparación de gofrado en foil sin y con sincronización.

Para el seguimiento se toma un producto distinto el cual es Alumband 1.1 mm, pese a ello, la sincronización es completamente funcional para esta variedad de producto también, el resto de pruebas y seguimientos se encuentran en el Anexo J, en el anexo se observa como para Alumband 2 mm con mástico simple y doble mástico la sincronización presenta resultados adecuados.

Figura 134

Velocidades lineales sincronizadas de rodillo esclavo y rodillos de tina de laminación



Nota. Gráfica realizada con datos de anexo J.

La Figura 134 indica las velocidades lineales de dos rodillos ubicados en la tina de laminación de la línea N°2 (Rodillo 7 y 8) y en el rodillo esclavo (rodillo motorizado), en ella se aprecia que las pruebas realizadas marcan resultados adecuados. Las velocidades entre los rodillos 7 y esclavo (motorizado) se encuentra en valores próximos, sin embargo, existe una leve variación con respecto al rodillo 8 que, pese a no ser significativa, se produce por el cambio de diámetro del rodillo 8, pues es ligeramente mayor.

Análisis de resultados

Adquisición de datos

Una vez implementado el sistema de gofrado y con los resultados obtenidos en las pruebas se pudo obtener los resultados tras utilizar dicho sistema. Para analizar los resultados se tomó datos previos a la implementación del sistema para realizar una comparativa a los resultados obtenidos después de implementarlos en la Tabla K.1 se presentan un resumen de los datos por mes previos a la implementación.

En la Tabla K.2, se presentan los meses posteriores a la implementación hasta el mes de noviembre, debido que hasta dicho mes se tuvo acceso a la información de producción.

Los resultados se analizan en dos aspectos uno es el aumento o disminución de tiempo de producción presentado un resumen del mismo en la Tabla 35, la misma que refleja que existe una reducción notoria del tiempo de producción en todos los materiales siendo el producto que mejor rendimiento tuvo con el sistema de gofrado el Alumband doble mástico (5m) con un tiempo de reducción de 35 minutos.

Tabla 35*Reducción de tiempo de producción con el sistema de gofrado*

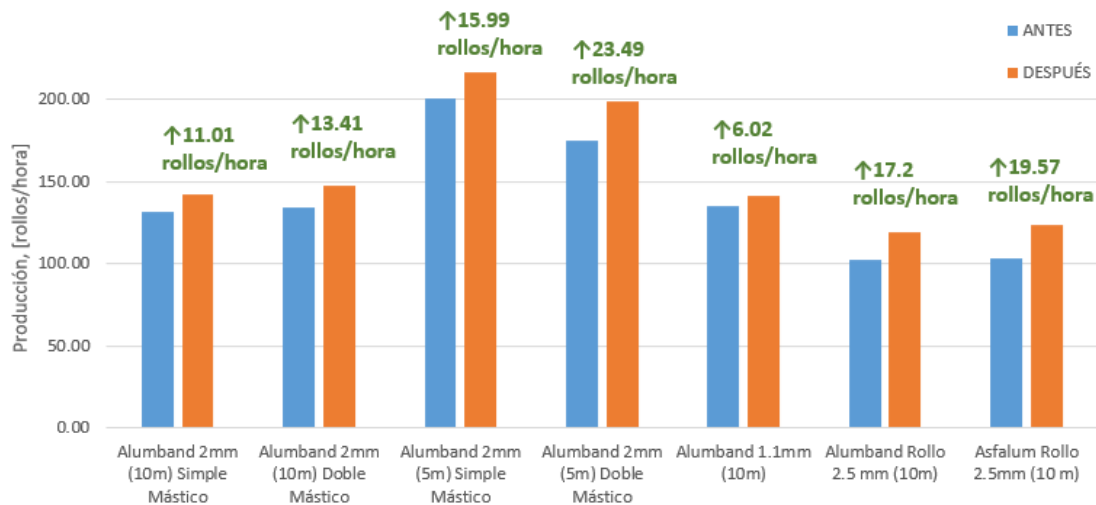
MATERIAL	INCREMENTO DE PRODUCCIÓN [ROLLOS/HORA]	TIEMPO SIN GOFRADO EN LÍNEA POR CARGA [horas]	TIEMPO CON GOFRADO EN LÍNEA POR CARGA [horas]	REDUCCIÓN DE TIEMPO POR CARGA [horas]
Alumband 2mm (10m) Simple Mástico	11.01	3.42	3.16	0.26
Alumband 2mm (10m) Doble Mástico	13.41	3.35	3.05	0.30
Alumband 2mm (5m) Simple Mástico	15.99	4.34	4.02	0.32
Alumband 2mm (5m) Doble Mástico	23.49	4.97	4.38	0.59
Alumband 1.1mm (10m)	6.02	7.093	6.79	0.30
Alumband Rollo 2.5 mm (10m)	17.20	3.77	3.23	0.54
Asfalum Rollo 2.5mm (10 m)	19.57	3.37	2.84	0.54

Nota. Datos recopilados de anexo K.

Como era de esperarse el producto Alumband 2mm (5m) doble mástico fue el producto que más incremento su producción con respecto a los demás productos, pese a ello existe un incremento de rollos producidos por hora en todo producto como se observa en la Figura 135, adicional a ello, todos los productos manufacturados en la línea de laminación N°2 presentan una disminución en tiempos de manufactura superior a 0.26 horas como se aprecia en la Figura 136. Se presenta un resumen de mayor detalle en la Tabla 35, la misma refleja que existe una reducción notoria del tiempo de producción en todos los materiales disminuyendo entre 0.26 y 0.54 horas el tiempo requerido, este aspecto es relevante, ya que en el siguiente capítulo este factor influye en la viabilidad del proyecto.

Figura 135

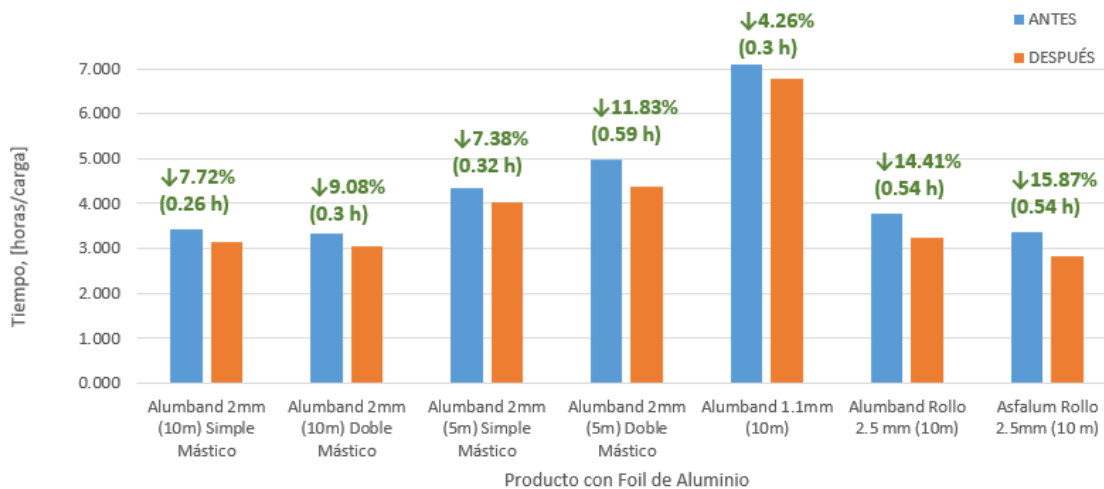
Efecto del sistema de gofrado en producción en línea N°2



Nota. Gráfica realizada en base a los datos recopilados en el anexo K.

Figura 136

Reducción en el tiempo de producción al implementar el sistema de gofrado.



Nota. Gráfica realizada en base a los datos recopilados en el anexo K.

Otro factor de gran relevancia para validar el beneficio del sistema de gofrado en línea es la reducción de desperdicio, para el departamento de producción se considera desperdicio al producto conformado por aluminio, mástico y polietileno obtenido del proceso de empalme. En la Tabla 36 se aprecia el resumen de desperdicio antes y después de implementar el sistema de gofrado en línea contemplando los Kg producidos en desperdicios antes y después.

Tabla 36

Resumen de reducción de desperdicio.

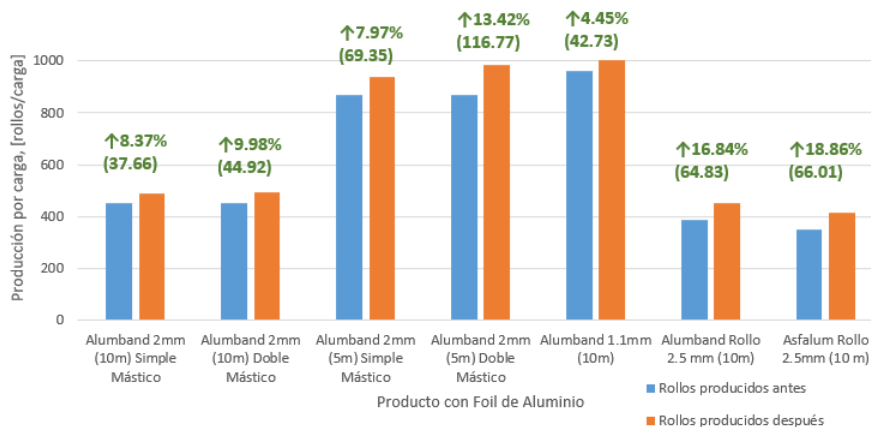
Producto	Antes		Después
	Cargas al mes	Desperdicio [Kg/carga]	Desperdicio [Kg/carga]
Alumband 2mm (10m) Simple Mástico	5	24.03	20.02
Alumband 2mm (10m) Doble Mástico	5	60.74	39.28
Alumband 2mm (5m) Simple Mástico	2	27.41	22.09
Alumband 2mm (5m) Doble Mástico	2	100.41	63.75
Alumband 1.1mm (10m)	3	56.03	34.38
Alumband Rollo 2.5 mm (10m)	2	52.11	36.57
Asfalum Rollo 2.5mm (10 m)	2	63.37	31.96

Nota. Datos recopilados de anexo K.

La Figura 137 muestra la comparativa de productividad antes y después de la implementación del sistema de gofrado en línea, en ella se observa el aumento del número de rollos durante una carga, este resultado es una proyección hipotética del incremento debido a que debería aumentarse la materia prima para conseguir esta cantidad de rollos, sin embargo, esto está fuera del alcance del proyecto, pues para cada carga mantienen fija la cantidad de materia prima requerida para una carga, razón por la cual el proyecto en la actualidad reduce el tiempo en el que se produce esta carga.

Figura 137

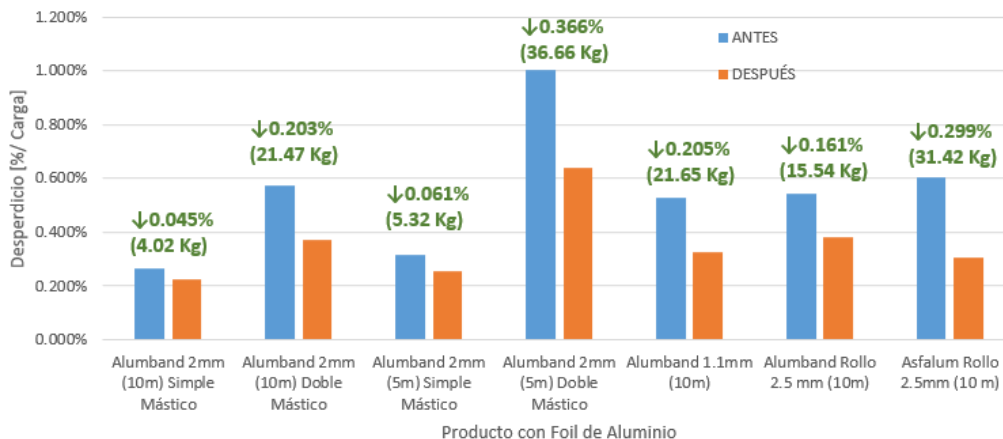
Comparativa de producción en Alumband y Asfalum antes y después del sistema de gofrado en línea



Nota. Gráfica realizada en base a los datos recopilados en el anexo K.

Figura 138

Reducción de desperdicio una vez aplicado el sistema de gofrado.



Nota. Gráfica realizada en base a los datos recopilados en el anexo K.

La Figura 138 indica el resultado de los datos obtenidos en la Tabla 36, de manera gráfica se observa que existe una reducción de desperdicio notorio en todos los productos manufacturados en la línea de laminación N°2, el producto con más reducción en desperdicio es Alumband 2 mm doble mástico (5m) con un peso de 36.66 Kg que representa el 0.366% de los Kg producidos en una carga de ese producto.

Prueba con constantes sintonizadas

Después de efectuar los cambios de la constantes proporcional e integral a un valor de 3 y 0.5 respectivamente, se tomaron datos del error en estado estacionario que se presentan en la Tabla 37, en esta se puede apreciar que hubo un decremento en el error presentando valores entre 0 y 9,40% y un promedio de 4.61%, estos errores son comunes debido a que se trabaja con una señal neumática en el actuador, gracias a la sintonización realizada se pudo reducir el error en un porcentaje significativo y aceptable por parte de los operarios.

Tabla 37

Resultados obtenidos con sintonización de constantes

Tensión medida	Tensión deseada	Error
19.15	20	4.25%
21.36	20	6.80%
20.51	20	2.55%
18.98	20	5.10%
21.02	20	5.10%
20	20	0.00%
20.17	20	0.85%
18.98	20	5.10%
19.66	20	1.70%
19.49	20	2.55%
18.12	20	9.40%
21.43	20	7.15%
21.36	20	6.80%
20.51	20	2.55%
19.32	20	3.40%
21.73	20	8.65%
18.36	20	8.20%
19.49	20	2.55%
19.83	20	0.85%
18.28	20	8.60%

Nota. Error porcentual obtenido de comparación de experimento y datos seteados.

Análisis del Diseño experimental

La corrida del experimento junto con los datos obtenidos se puede apreciar en la Tabla 38 en base a los criterios planteados en el diseño experimental en el Capítulo IV.

Tabla 38

Datos obtenidos del diseño experimental

Tensión [Kg]	Frecuencia [Hz]	Identación [mm]	Primera		Segunda	
			Espesor [mm]	Textura	Espesor [mm]	Textura
18	15	Bajo	1.94	6	1.93	7
18	17	Alto	1.98	8.5	1.99	9
21	15	Bajo	1.95	7.5	1.90	8
21	17	Alto	2.06	9	2.02	9.5
24	15	Alto	2.08	10	2.07	9.5
24	17	Bajo	1.94	8	1.92	7.5
27	15	Alto	2.04	9	2.03	8.5
27	17	Bajo	1.97	7	1.93	7

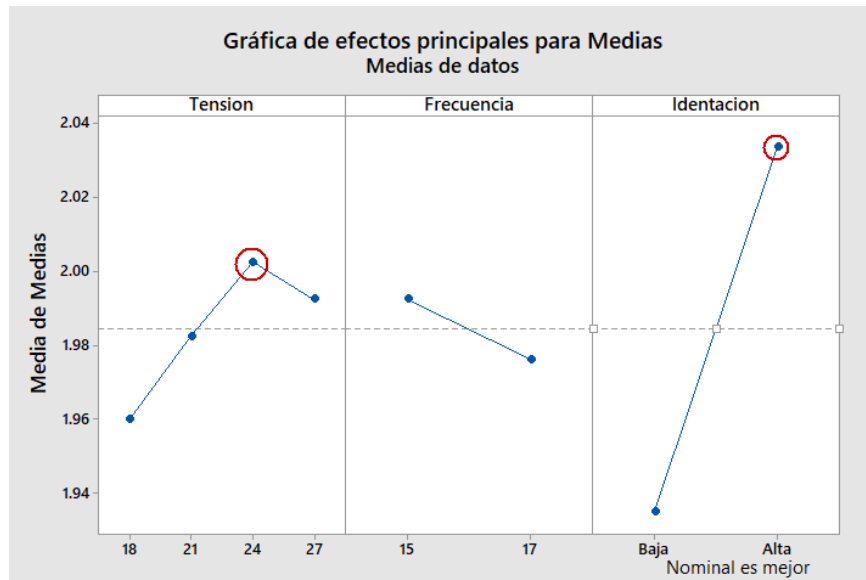
Nota. Corridas realizadas en diferentes intervalos de tiempo.

En base a los resultados obtenidos en la Tabla 38 se obtiene la Figura 139 y Figura 142, en las que se puede identificar los efectos principales de las medias para cada respuesta (espesor y textura de lámina respectivamente), mientras que en Figura 141 y Figura 144 se encuentran las predicciones en base a los niveles seleccionados.

Se puede apreciar en la Figura 139 que los factores de significativos son la tensión (A) y la indentación (C) debido a la pendiente que se observa y esto este resultado es respaldado por los valores obtenidos en la Figura 140 debido a que los valores de p inferiores a 0.05 o muy próximo a él indica que ese factor es significativo, para obtener el valor nominal de espesor (2 mm) los niveles con los que se debería trabajar es $A_3B_xC_2$ lo que indica que la tensión de ser 24 [Kgf], la frecuencia puede adoptar cualquier valor pues su variación no es significativa en el resultado y lo adecuado sería que el operador decida con cual trabajar, además la indentación propicia es la de nivel alto (27.5 mm) para obtener un espesor adecuado.

Figura 139

Gráfica de efectos principales para Medias para espesor de lámina



Nota. Elaborado con software Minitab.

En la Figura 141 se observa que el resultado predictivo con los niveles propuestos otorga un espesor próximo a los 2 mm el cual es el valor nominal, estos valores de 2.06 y 2.04 se encuentran dentro del rango aceptado por el departamento de calidad.

Figura 140

Análisis de Varianza de Medias para espesor

Fuente	GL	SC Sec.	SC Ajust.	MC Ajust.	F	P
Tension	3	0.001984	0.001984	0.000661	0.68	0.643
Frecuencia	1	0.000528	0.000528	0.000528	0.54	0.539
Identacion	1	0.019503	0.019503	0.019503	19.94	0.047
Error residual	2	0.001956	0.001956	0.000978		
Total	7	0.023972				

Nota. Elaborado con software Minitab.

Figura 141

Valores predictivos con distintas configuraciones de nivel para espesor

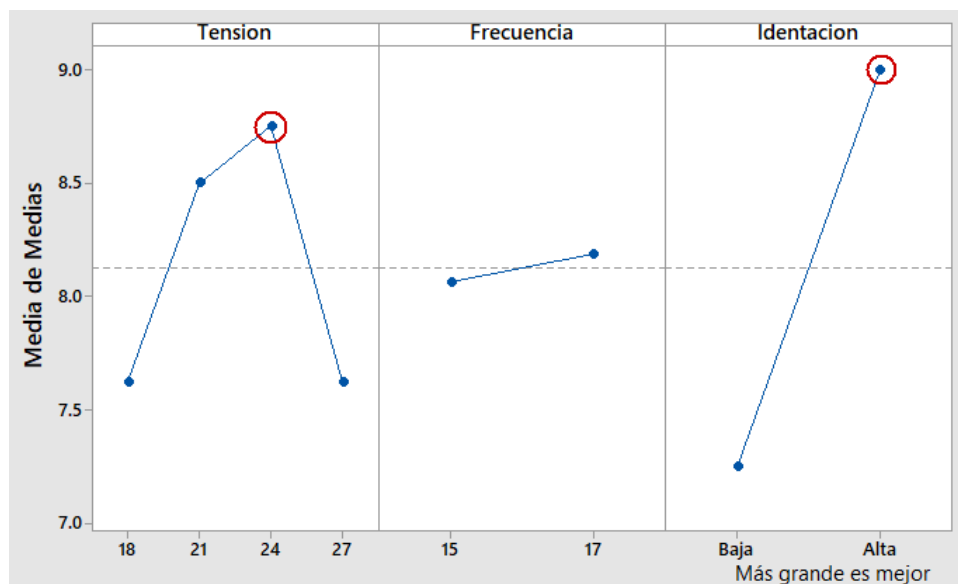
Predicción			Predicción		
<u>Media</u>			<u>Media</u>		
2.06			2.04375		
Configuración			Configuración		
<u>Tension</u>	<u>Frecuencia</u>	<u>Identacion</u>	<u>Tension</u>	<u>Frecuencia</u>	<u>Identacion</u>
24	15	Alta	24	17	Alta

Nota. Elaborado con software Minitab.

Se puede apreciar en la Figura 142 que los factores significativos son la tensión (A) y la indentación (C) debido a la pendiente que se observa, esto se respalda con los valores obtenidos en la Figura 143 pues los factores con un valor de p inferior o muy próximo a 0.05 son significativos en el proceso, para este resultado se trabaja con el modelo “más grande es mejor” debido que se busca maximizar la textura percibida por el operario, los niveles con los que se debería trabajar es $A_3B_xC_2$, lo que indica que la tensión debe ser 24 [Kgf], la frecuencia puede adoptar cualquier valor pues su variación no es significativa en el resultado y lo adecuado sería que el operador decida con cual trabajar, además la indentación propicia es la de nivel alto (27.5 mm) para obtener un espesor adecuado.

Figura 142

Gráfica de efectos principales para Medias para textura de lámina



Nota. Elaborado con software Minitab.

En la Figura 144 se observa que el resultado predictivo con los niveles propuestos otorga un gofrado percibirle, estos valores son cuantificados con una calificación de 10 y 9.75 respectivamente al trabajar con los niveles propuestos y modificando la frecuencia.

Figura 143

Análisis de Varianza de Medias para textura

Fuente	GL	SC Sec.	SC Ajust.	MC Ajust.	F	P
Tension	3	2.06250	2.06250	0.68750	4.89	0.174
Frecuencia	1	0.03125	0.03125	0.03125	0.22	0.684
Identacion	1	6.12500	6.12500	6.12500	43.56	0.022
Error residual	2	0.28125	0.28125	0.14062		
Total	7	8.50000				

Nota. Elaborado con software Minitab.

Figura 144

Valores predictivos con distintas configuraciones de nivel para textura

Predicción			Predicción		
Media			Media		
9.5625			9.6875		
Configuración			Configuración		
Tension	Frecuencia	Identacion	Tension	Frecuencia	Identacion
24	15	Alta	24	17	Alta

Nota. Elaborado con software Minitab.

De los resultados observados tanto para el espesor como para la textura de gofrado percibida la más significativa es la de la textura, es importante esta prueba pues los factores tratados son aquellos que se han modificado y monitoreado a lo largo del desarrollo de este proyecto.

Capítulo V

Análisis Económico Financiero

En este capítulo se realiza el análisis del presupuesto requerido para este proyecto, específicamente para la construcción e implementación del sistema de gofrado en línea. Se analiza también la relación costo – beneficio de su implementación y las ventajas que trae la implementación de este proyecto para la empresa.

Inversión para equipos y materiales

Módulo estructural

Descripción	Proveedores	Cant	Unidad	P. Unitario	P. Total
Tubo 1 1/4" x2.0mm	IDMACERO	2	UN	\$26.97	\$53.93
Arandela plana 5/16"	PROHESA	4	Un	\$0.05	\$0.18
Pernos de anclaje 1/2"x1"	PROHESA	16	Un	\$1.35	\$21.60
Tubo cuadrado 1 1/2 x 3 mm	IDMACERO	2	Un	\$44.99	\$89.97
Tubo cuadrado 30x2mm	IDMACERO	3	Un	\$26.97	\$80.91
Plancha galvanizada 0.90-21.04	IDMACERO	6	Un	\$48.98	\$293.85
Plancha acero negro corrugado CH 350-71.18	IDMACERO	3	Un	\$162.68	\$488.03
Plancha de acero negro 10 mm	IDMACERO	1	Un	\$576.27	\$576.27
Tubo cuadrado 100x3mm	IDMACERO	6	Un	\$141.17	\$846.99
Plancha de acero negro 1/2"	IDMACERO	1	Un	\$661.25	\$661.25
Corte en plasma de placas con ranura	TORNOS FALL	2	Un	\$7.50	\$15.00
Placas duralón 90x100x10 mm	TORNOS FALL	2	Un	\$15.00	\$30.00
				TOTAL	\$ 3157.97

Módulo de desbobinado

Descripción	Proveedores	Cnt.	Unid.	P.Unitario	P. Total
Corte con plasma según medida	TORNOS FALL	21	Un	\$5.25	\$110.25
Corte en plasma en plancha de 1/2"	TORNOS FALL	32	Un	\$9.38	\$300.00
Tubo cuadrado 100x3mm	IDMACERO	2	Un	\$141.17	\$282.33
Rodamiento SKF SY 1 TF (UCP 205-100)	HIVIMAR	2	Un	\$34.44	\$68.88
Perno hex. 3/4"x3"	PROHESA	8	Un	\$0.41	\$3.24
Tuerca hex. 3/4"	PROHESA	8	Un	\$0.18	\$1.44
Arandelas 3/4"	PROHESA	8	Un	\$0.09	\$0.72
Rodillo de aluminio L=1240.1mm	TORNOS FALL	1	YN	\$1,650.00	\$1,650.00
				TOTAL	\$ 2 416.86

Módulo de gofrado

Descripción	Proveed.	Cant	Unidad	P.Unitario	P. Total
Eje gofrador en acero 4340 Ø66 x 1880mm	EMFG	1	Un	\$1,545.00	\$1,545.00
Eje y rodillo de presión con tapas - Eje Ø64x1882mm en acero 4340. - Rodillo tubo cedula 40-8" x1210mm	EMFG		Un	\$1,908.00	\$1,908.00
Brida rodillo de presión en A36	EMFG	2	Un	\$285.00	\$570.00
Juego de manzanas en plancha A36	EMFG	2	Un	\$247.50	\$495.00
Chavetas radio 5/16", espesor 7/16"	EMFG	2	Un	\$22.50	\$45.00
Rodillo motriz con tapas, eje 1.5"x1780mm en acero 4340	TORNOS FALL	1	Un	\$2,175.00	\$2,175.00
Chaveta radio 5mm, espesor 6mm	TORNOS FALL	1	Un	\$30.00	\$30.00
P. Acero hex UNC 1/2"X 1 1/2"	PROHESA	8	Un	\$0.92	\$7.32
Rodela dentada #12	PROHESA	16	Un	\$0.72	\$11.52
P. Acero hex G8 UNC 1/2"X1".	PROHESA	8	Un	\$0.65	\$5.16
R. Plana G 1/2"	PROHESA	8	Un	\$0.11	\$0.84
P. Acera HEX G8 UNC 5/16" X3/4"	PROHESA	36	Un	\$0.23	\$8.10
Arandela dent. Cónica 5/16"	PROHESA	36	Un	\$0.38	\$13.50
P/Allen c/ redonda 3/8"x1 1/4"	PROHESA	16	Un	\$0.60	\$9.60
Prisionero PG UNC 1/2" X3/4"	PROHESA	6	Un	\$0.47	\$2.79
P/Allen c/ redonda M5x20	PROHESA	4	Un	\$0.17	\$0.66
P Acero Hexag G8 NC 3/8" X1"	PROHESA	6	Un	\$0.44	\$2.61
Rodela dentada M10	PROHESA	6	Un	\$0.42	\$2.52
P Acero hex G8 UNC 7/16"X1"	PROHESA	8	Un	\$0.53	\$4.20
Rodela dentada M11	PROHESA	8	Un	\$0.47	\$3.72
P. acero G8 HEX 5/8"X1" UNC	PROHESA	2	Un	\$1.10	\$2.19
Arandela muelle 5/8"	PROHESA	2	Un	\$1.04	\$2.07
Bloques 33.5mm - soporte sin fin	TORNOS FALL	4	Un	\$47.06	\$188.22
Bloques 33.5mm - soporte chumacera	TORNOS FALL	8	Un	\$47.51	\$380.04
Perno de 3/8"x1"	PROHESA	28	Un	\$0.44	\$12.18
Arandela plana 3/8"	PROHESA	28	Un	\$0.06	\$1.68
Perno de 1/2"x1"	PROHESA	28	Un	\$0.65	\$18.06
Rodela dentada #12	PROHESA	28	Un	\$0.72	\$20.16
Perno de 1/2"x1 1/4"	PROHESA	4	Un	\$0.86	\$3.42
Rodela dentada #12	PROHESA	4	Un	\$0.72	\$2.88
Perno de 5/8"x1"	PROHESA	16	Un	\$1.10	\$17.52
Arandela dentada 5/8"	PROHESA	16	Un	\$1.04	\$16.56
Perno 5/16"x1/2"	PROHESA	4	Un	\$0.23	\$0.90
Tuerca acero 5/16"	PROHESA	4	Un	\$0.09	\$0.36
Resortes grandes	INDU-RES	2	Un	\$90.00	\$180.00

Descripción	Proveed.	Cant	Unidad	P.Unitario	P. Total
Resortes pequeños	INDU-RES	2	Un	\$37.50	\$75.00
UPN 100	IDMACERO	1	Un	\$175.44	\$175.44
Vulcanizado de rodillo en cuacho especial color gris dureza Shore A55±5, L 1210 mm	CAUCHOS VIKINGO	1	Un	\$3,480.00	\$3,480.00
Rodamiento SKF 6202 2Z/C3	HIVIMAR	2	Un	\$7.10	\$14.19
Perno hex. 5/16"x1"	PROHESA	8	Un	\$0.24	\$1.95
Arandela dentada 5/16" (M8)	PROHESA	8	Un	\$0.29	\$2.31
Perno hex. 5/16"x1 1/4"	PROHESA	8	Un	\$0.26	\$2.09
Tuerca 5/16"	PROHESA	8	Un	\$0.09	\$0.69
Perno hex. 3/8"x1"	PROHESA	16	Un	\$0.36	\$5.82
Arandela dentada 3/8" (M10)	PROHESA	16	Un	\$0.36	\$5.76
Perno hex. 7/16"x1 1/4"	PROHESA	12	Un	\$0.56	\$6.66
Arandela dentada 7/16" (#11)	PROHESA	4	Un	\$0.47	\$1.85
Perno hex. 1/2"x2"	PROHESA	10	Un	\$1.16	\$11.54
Tuerca 1/2"	PROHESA	10	Un	\$0.18	\$1.85
Arandela dentada 9/16"	PROHESA	8	Un	\$0.77	\$6.11
Perno hex. 5/8"x3"	PROHESA	8	Un	\$2.09	\$16.68
Tuerca 5/8"	PROHESA	16	Un	\$0.53	\$8.40
Perno hex. 3/4"x3"	PROHESA	2	Un	\$3.00	\$6.02
Tuerca 3/4"	PROHESA	2	Un	\$0.62	\$1.23
P. Acera HEX G8 UNC 5/16" X3/4"	PROHESA	36		\$0.23	\$8.10
Arandela dent. Cónica 5/16"	PROHESA	36		\$0.38	\$13.50
				TOTAL	\$ 11 561.94

Módulo de alineación

Descripción	Proveedores	Cant	Unidad	P.Unitario	P. Total
Perfil L 30x3mm	IDMACERO	1	Un	\$16.38	\$16.38
Tubo cuadrado 100x100x4 mm	IDMACERO	6	Un	\$181.65	\$1,089.90
Tornillo de potencia rosca ACME	TORNOS FALL	1	Un	\$330.00	\$330.00
Bocín tuerca de potencia rosca ACME	TORNOS FALL	2	Un	\$180.00	\$360.00
Eje de entrada D 19 mm, L 59 mm con chavetas	TORNOS FALL	1	Un	\$45.00	\$45.00
Volante de disco para eje diám. 19 mm con chavetas, D 140 mm	TORNOS FALL	1	Un	\$420.00	\$420.00
Reductor MU63 20/1 B14FR71 PAM 19/105	MÁQUINARIAS HENRIQUES CA	1	UN	\$353.61	\$353.61
				TOTAL	\$ 2 614.89

Módulo de control de tensión

Descripción	Proveedor	Cant	Unidad	P.Unitario	P. Total
Chuck de seguridad con inserto de 30 mm cuadrados con montaje para freno	DOUBLE E	1	Un	\$1,795.50	\$1,795.50
Kit de montaje de celda de carga (rodamientos y anillos de retención)	DOUBLE E	2	Un	\$27.00	\$54.00
Freno neumático	DOUBLE E	1	Un	\$2,475.00	\$2,475.00
Cable celda de carga (10 m)	DOUBLE E	2	Un	\$234.00	\$468.00
Bloqueo cónico para freno neumático	DOUBLE E	1	Un	\$127.50	\$127.50
Placa adaptadora para freno	DOUBLE E	1	Un	\$165.00	\$165.00
Carcasa estilo controlador OL, CL, integrada	DOUBLE E	1	Un	\$5,359.50	\$5,359.50
Celda de carga de 50 Kg. de capacidad	DOUBLE E	2	Un	\$1,171.50	\$2,343.00
Brake rak de 12 pad con anillos de antivibración	Double E	1		\$592.50	\$592.50
				TOTAL	\$ 13 380.00

Módulo de sincronización

Descripción	Proveedor	Cant	Unidad	P.Unitario	P. Total
Reductor ortogonal con brida de servicio Anclaje virtual tipo tornillo sin fin corona	INDUMATIC	1	Un	\$1,308.45	\$1,308.45
Variador modular sinamicsG120+unidad de control+panel de operador	INDUMATIC	1	Un	\$1,683.45	\$1,683.45
Motor simotics 3HP	INDUMATIC	1	Un	\$379.50	\$379.50
Brida tamaño 90 as/b3 para motor	INDUMATIC	1	Un	\$40.95	\$40.95
Cable concéntrico 4x18	EME	25		\$1.61	\$40.20
Programación PLC	ECUAINSETEC	2	HORAS	\$75.00	\$150.00
Módulo salidas analógicas 2 canales	ECUAINSETEC	1	Un	\$697.88	\$697.88
Tubo EMR 3/4	ELETROMECAÁNICA ECUADOR	3	m	\$8.01	\$24.03
Cable concéntrico 4*14	ELETROMECAÁNICA ECUADOR	25	m	\$3.41	\$85.25
Cable flexible e negro	ELETROMECAÁNICA ECUADOR	15	un	\$2.34	\$35.15
Breaker EBAS 3P-CA R/DIN 250 V-415 V	ELETROMECAÁNICA ECUADOR	1	Un	\$15.00	\$15.00
				TOTAL	\$4 459.85

El costo de materiales directos asciende al valor de \$ 37561.50 siendo la inversión más alta el valor de \$13 380.00 en el módulo de control de tensión por la adquisición de sensores, actuadores, tablero de control, entre otros elementos.

Inversión en mano de obra directa

Para el presente proyecto se cuenta con el personal de mantenimiento y adicional a ello durante el montaje se adquiere el servicio de personal adicional por un lapso de dos semanas con el fin de tener implementada la parte mecánica los últimos días del mes de agosto de 2021.

Tabla 39

Costo de mano de obra directa

Personal	Unidad	Cant.	P. Unit	Total
Soldador y cortador 1	Semana	8	350	2800
Ayudante	Semana	8	250	2000
Técnico Eléctrico	Semana	4	250	1000
Soldador y cortador 2	Semana	4	250	1000
Ayudante 2	Semana	4	250	1000
Ingeniería Jr. 1	Mes	8	850	6800
Ingeniería Jr. 2	Mes	8	850	6800
			TOTAL	21 400

Nota. El montaje final se realizó en 2 semanas.

Como se aprecia en la Tabla 39, el monto invertido en mano de obra alcanza un valor de \$ 21 400.00 durante todo el período de construcción y montaje de la parte mecánica dando una inversión total de \$58 961.50, valor dentro del presupuesto establecido. Para la sincronización e implementación del tablero de control no se considera un costo adicional pues los encargados de realizar esto es netamente los desarrolladores del proyecto descrito en este documento. El técnico eléctrico se encargó del cableado desde los tableros de la Línea 1 para alimentación a elementos de potencia y control.

Análisis de gofrado en línea

Tras las comparaciones realizadas entre los meses Marzo – Agosto 2021 correspondientes a meses sin implementación del sistema de gofrado en línea con respecto a los meses Septiembre – Noviembre 2021 correspondientes a los meses con el sistema de gofrado en línea, se tiene una reducción tanto en los tiempos de producción de todos los productos con Aluminio gofrado en línea de laminación N°2 como en los desperdicios generados en los mismos, estas reducciones se dan por la disminución de cantidad de empalmes a realizar y ambos aspectos se pueden traducir como un ahorro económico anual considerable que se puede apreciar en las cifras obtenidas en la Tabla 40.

Tabla 40.

Resultados económicos de sistema de gofrado en línea

	REDUCCIÓN DE TIEMPO POR CARGA [min]	REDUCCIÓN DE TIEMPO POR MES [min]	AHORRO ANUAL POR TIEMPOS [\$]	REDUCCIÓN DE DESPERDICIO O POR CARGA [Kg/Carga]	DESPERDICIO REDUCIDO POR MES [Kg]	AHORRO ANUAL POR DESPERDICIO [\$]
Alumband 2mm (10m) Simple Mástico	15.85	79.26	\$ 1,553.50	4.02	20.078	\$ 309.46
Alumband 2mm (10m) Doble Mástico	18.24	91.18	\$ 1,787.18	21.47	107.335	\$ 1,654.33
Alumband 2mm (5m) Simple Mástico	19.21	38.41	\$ 752.86	5.32	10.637	\$ 176.78
Alumband 2mm (5m) Doble Mástico	35.29	70.58	\$ 1,383.37	36.66	73.327	\$ 1,218.69
Alumband 1.1mm (10m)	18.14	54.41	\$ 1,066.52	21.65	64.943	\$ 1,337.46
Alumband Rollo 2.5 mm (10m)	32.58	65.17	\$ 1,277.32	15.54	31.081	\$ 455.84
Asfalum Rollo 2.5mm (10 m)	32.12	64.25	\$ 1,259.28	31.42	62.831	\$ 611.24
			\$ 9,080.02			\$ 5,763.81

Nota. Datos recopilados de anexo K.

Evidentemente, existen tres aspectos en los que se presenta un ahorro económico con la implementación del sistema de gofrado en línea y estos corresponden a la disminución de consumo de maquinaria, reducción de personal al omitir personal encargado de proceso de gofrado, disminución de horas de trabajo de operarios y por la reducción de desperdicios que representan costos por la inversión en materia prima tanto de foil como de mezcla asfáltica.

Tabla 41.

Reducción de costos en maquinaria, mano de obra y desperdicios

Costo por maquinaria		
Tiempo mensual ahorrado		7.72 h/mes
Costo por hora máquina línea 2		147.00 \$/h
Ahorro mensual		1135.00 \$/mes
Ahorro anual	\$ 13,620.03	\$/año
Costo de mano obra		
Sueldo		657.00 mensuales
Operarios involucrados en laminación		4.00 personas
Horas mes		160.00 h/mes
Hora hombre		4.11 \$/h
Tiempo mensual ahorrado		30.88 h/mes
Ahorro mensual operarios involucrados		126.82 \$/mes
Ahorro mensual personal gofrador		1314.00 \$/mes
Ahorro anual	\$ 17 289.83	\$/año
Costo por desperdicios		
Ahorro mensual		480.32 \$/mes
Ahorro anual	\$ 5 763.81	\$/año
Ahorro total anual	\$ 36 673.67	\$/año

Nota. Valores determinados por Imptek Chova del Ecuador S.A.

En la Tabla 41 se desglosan los costos para maquinaria y desperdicios, para el caso de costos de mano de obra se ha considerado los cuatro operarios que participan en el proceso de laminación de línea N°2 (laminador, paletizador, enrollador y ayudante) los cuales van a reducir el número de horas de trabajo, debido al tiempo mensual ahorrado en el proceso de laminación. Al implementar el sistema de gofrado en línea se

eliminó el proceso de gofrado en una etapa independiente, consecuentemente, los dos operarios (gofradores) que trabajaban en diferentes jornadas ya no son necesarios en este proceso, razón por la cual ambos sueldos son considerados como parte del ahorro anual destinado a mano de obra, este sueldo considera todos los beneficios y aporte económico que la empresa otorga a sus trabajadores.

Tabla 42*Determinación de los indicadores económicos*

Año	0	1	2	3	4	5
Ingresos	\$ -	\$ 36,673.67	\$ 36,673.67	\$ 36,673.67	\$ 36,673.67	\$ 36,673.67
Egresos	58,961.60	\$ 2,200.00	\$ 3,825.00	\$ 5,570.00	\$ 3,539.00	\$ 2,200.00
Flujo de Efectivo	\$ - 58,961.60	\$ 34,473.67	\$ 32,848.67	\$ 31,103.67	\$ 33,134.67	\$ 34,473.67
Flujo neto a valor actual	\$-58,961.60	\$29,899.11	\$24,709.23	\$20,291.95	\$18,748.45	\$16,917.69
Acumulado con WACC	\$-58,961.60	\$-29,062.49	\$-4,353.26	\$15,938.69	\$34,687.14	\$51,604.83
WACC	15.30%					
VAN	\$51,604.83					
TIR	49%					
B/C	1.88					
T.						
Recuperación DPB	2.18					

Nota. Valor de WACC para año 2021.

En la Tabla 42 se aprecian los indicadores económicos para una proyección dentro de 5 años plazo, cada año contempla un ingreso correspondiente al ahorro por uso de maquinaria, mano de obra y reducción de desperdicios, los egresos presentados ocurre en el año cero correspondiente al monto de inversión, para el segundo año el egreso corresponde al cambio de garruchas, mantenimiento de celda y freno neumático, reemplazo de pastillas de freno, mantenimiento de cajas reductoras y rectificado de rodillos representando un monto de \$3 825.00, en el tercer año el reemplazo de rodamientos en chumacera de rodillo gofrador, motriz y

de presión con un costo de \$5 570.00, para el cuarto año se repite el mantenimiento del segundo año agregando un reemplazo de rodamientos en los rodillos de desbobinado y celda de carga con un costo de \$3 539.00.

El WACC es una tasa de descuento que la empresa utiliza para mantener presente los flujos de dinero futuros que se invertirán en el proyecto, Imptek en función del análisis dado por el departamento de finanzas y en base al manual de elaboración de proyectos fija un valor de 15.3% para los proyectos de inversión, el VAN (Valor actual neto) es de \$51 604.83 al culminar el período de 5 años lo que indica una ganancia y con ello viabilidad en el proyecto, el TIR (Tasa interna de retorno) es de 49% que al tener un valor porcentual elevado y positivo indica un beneficio en la inversión y con ello es altamente viable y rentable, el factor beneficio-costos es superior a uno lo cual permite considerar la ejecución del proyecto pues el ingreso es mayor al egreso y por último la tasa de recuperación de inversión de proyecto se da en 2.18 años que representa 2 años 2 meses 3 días, este tiempo es corto por lo que el resto del período hasta completar los 5 años es netamente ganancia.

Capítulo VI

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

Se diseñó, construyó e implementó el sistema continuo de gofrado de foil de aluminio el cual aumentó la productividad de la línea de laminación N°2 con un incremento mínimo de 4.45% para Alumband 1.1 mm (10 m) y un incremento máximo de 18.86% correspondiente a Asfalum Rollo 2.5 mm (10 m) presentando un incremento porcentual dentro de ese rango para los productos restantes, esto es resultado de disminución en el tiempo de producción debido a la reducción de paras en producción destinadas al cambio de bobina de foil de aluminio y con ello reducción de empalmes.

Se diseñó y construyó la estructura del sistema continuo de gofrado la cual soporta una carga combinada superior a 2.6 Toneladas, con esto garantiza que no existan deformaciones en la misma para soportar tanto el bastidor deslizante y sus módulos montados en él, las barandas y las cargas mínimas distribuidas uniformemente en pasarelas en base a la estandarización otorgada por la Sociedad Americana de Ingenieros Civiles.

El módulo de desbobinado está conformado por tres rodillos (r. superior, r. inferior, r. celda de carga) diseñados para soportar la tensión de 57.35 [Kgf/mm] que genera el foil de aluminio al atravesar cada uno de los rodillos mencionados, cumpliendo así el objetivo de medir, alimentar y tensionar el foil de aluminio liso al sistema de gofrado.

El módulo de gofrado está conformado por un rodillo de presión vulcanizado diseñado y construido para soportar una carga distribuida superior a 3.5 [kN/m] conformado por bridas, manzanas, chavetas, eje, tambor y pernos, además de un rodillo gofrador con un patrón de indentación que permite el marcado en el foil de aluminio liso,

este sistema es modular para fácil desmontaje, montaje y transporte además de facilitar el mantenimiento del mismo para reemplazo de piezas y partes.

Se seleccionaron los elementos electrónicos y mecánicos que forma parte de los diferentes módulos del sistema de gofrado como celdas de carga que en conjunto soportan 100 Kgf para la lectura de la tensión máxima de 57.92 [Kgf], caja reductora del sistema de alineación y sincronización que cumplen las relaciones de transmisión, faciliten la posición del motor y/o volante seleccionado además del motor esclavo que supla una potencia para el desbobinado de foil de aluminio y su posterior gofrado.

Para poder controlar de manera eficiente la tensión de la lámina se requirió de un controlador enfocado a esta variable, para implementar el mismo se calibró la celda de carga en vacío para establecer el valor referencial, validar funcionamiento y correcta conexión de celdas, posterior a ello se lo hizo con carga para determinar la ganancia de la celda y garantizar una medida de tensión confiable y veraz desde su referencia. Las constantes $K_p=3$ de, $K_i=0.5$ de y $K_d=0$ de mantuvieron el sistema con un error en estado estacionario de 4.61% con la que se consigue un proceso adecuado de control de tensión.

En el sistema de alineación del bastidor del sistema continuo de gofrado de foil de aluminio se prescindió de un sistema de control, ya que el costo/beneficio de tal inversión no fue relevante debido a que no presenta desalineaciones significativas para el proceso en la línea de laminación N°2, pues en el caso más crítico presentado en la producción de Alumband Ochre la distancia desalineada es de 1.4 mm a partir de la referencia, rango aceptado por el departamento de calidad cuyo valor es de ± 3 mm.

Se observa una mejor identificación del patrón de gofrado al implementar el módulo de sincronización de motores, pues este libera tensiones a lo largo de toda la línea de laminación al ser una ayuda en el arrastre de la lámina previo a la zona de control de espesores reduciendo la demanda presentada en el motor de la tina y con ello resguardando al mismo.

Se elaboró un diseño experimental tipo Taguchi L8 mixto de 2 factores de 2 niveles y 1 factor de 4 niveles, los resultados obtenidos indican que la frecuencia del motor de la tina no influye significativamente en el experimento, además se estableció que los parámetros óptimos son de 24 [Kgf] para la tensión del foil de aluminio liso, 27.5 mm la distancia entre el eje de rodillo gofrador y de presión para obtener un espesor dentro del rango aprobado por calidad y una textura de gofrado con calificación cuantitativa de 10/10 dada por el operador y su experiencia.

El espesor es una respuesta que no depende únicamente del gofrado, si bien el espesor es importante para la aprobación por el departamento de calidad, este puede ser manipulado por operadores para aumentarlo durante el proceso de laminación. El efecto de un gofrado inadecuado es el aumento de asfalto en el proceso de laminación lo que implica una reducción del número de rollos producidos en una carga.

Recomendaciones

Una vez concluida la tesis, se propone:

Planificar en cronogramas el personal disponible y las actividades asignadas a cada uno para aprovechar los paros de la línea de laminación N°2 en la realización de mejoras a la línea y su mantenimiento preventivo y correctivo.

Capacitar al personal a cargo de la línea de laminación N°2 a través de socialización y exposición por parte de tesisistas y el departamento de ingeniería para una correcta manipulación del sistema de gofrado junto con su familiarización hacia el uso de los sensores y actuadores presentes en el proceso.

Elaborar un manual de uso del sistema de gofrado con mayor detalle que contenga una recopilación de las experiencias y recomendaciones por parte de operarios, jefes de producción y departamento de calidad para obtener una retroalimentación y que permita realizar un mantenimiento correctivo a futuro.

Que el departamento de ingeniería trabaje en conjunto con el departamento de calidad para llevar un control periódico y actualizado de los niveles de las variables pertenecientes al proceso como la profundidad de indentación, la referencia de alineación, las frecuencias de trabajo de motores, los niveles de velocidades lineales propicias y otras variables presentes en el sistema de gofrado en línea que tengan un impacto positivo en el producto.

Capítulo VII

Bibliografía

- ABB. (2021). *Qué es un variador de frecuencia | ABB*. <https://new.abb.com/drives/es/que-es-un-variador>
- Alliance Packaging Group. (2015). *FOIL DE ALUMINIO – APG Globe*. <https://www.apgglobe.com/foil-de-aluminio-2/>
- Al-Qaisi, S., Mansour, J. R., & Al-Abdallat, Y. (2019). Effect of Handwheel Diameter and Orientation on Torque Production Capabilities. *Https://Doi.Org/10.1080/24725838.2019.1624283*, 7(2), 81–90. <https://doi.org/10.1080/24725838.2019.1624283>
- Amcor Group. (2017). *Conceptos Básicos en rotograbado y flexografía*. Obtenido de <https://www.elempaque.com/blogs/Conceptos-basicos-en-rotograbado-y-flexografia+119731>.
- ASCE. (2017). Minimum design loads and associated criteria for buildings and other structures. In *Minimum Design Loads and Associated Criteria for Buildings and Other Structures*. American Society of Civil Engineers (ASCE). <https://doi.org/10.1061/9780784414248>
- Bhandari, B. (1967). Design of machine elements. In *Angewandte Chemie International Edition*, 6(11), 951–952.
- Budynas, R. G., & Nisbett Keith, J. (2015). *Diseño en ingeniería mecánica* (Mc GrawHill, Ed.; Vol. 3).
- CIR62. (2019). *¿POR QUÉ LAS LÁMINAS ASFÁLTICAS SON CLAVE EN LA IMPERMEABILIZACIÓN DE CUBIERTAS?* https://cir62.com/blog/36_laminas-asfalticas-e-impermeabilizacion-de-cubiertas#
- CLR. (2016, December 6). *¿Qué es un servomotor y cuándo se utiliza?* – Blog CLR. <https://clr.es/blog/es/servomotor-cuando-se-utiliza/>
- Continental Conveyor. (2017). *Belt Conveyor Pulleys Catalogue*.
- DANOSA. (2021). *DANOSA - Láminas asfálticas*. <http://danosa.fr/danosa/CMSServlet?node=F111&lng=1&site=1>

- del Mar, M. (2010, October 8). *EL GOFRADO | Técnicas de grabado*.
<https://tecnicasdegrabado.es/2010/el-gofrado>
- Díaz, J. P. (2009). *Aplicación de eje eléctrico en control de movimiento industrial. Electro Industria: Soluciones Tecnológicas para la Minería, Energía e Industria*.
- DIPAC. (2021). *Tubo estructural cuadrado*.
- Double E. (2017). *Guía de usuario y manual de mantenimiento para freno neumático EE250*. 8.
- Double E. (2018). *Manual de usuario y mantenimiento del sistema ETG3500*. 1–71.
<https://www.gravotech.com/products/dot-peen-scribing-machines/xf510p>
- ETP. (2021). *Rodillos transportadores - Embalajes Terra Packaging*.
<https://www.embalajesterra.com/blog/rodillos-transportadores-embalaje/>
- González, K., & Zambrano, L. (2014). *Diseño y Construcción de un sistema automático de alineamiento angular para la producción de laminas impermeabilizantes asfálticas en la Empresa Chova del Ecuador S.A.*
- Guru, B. S., & Hizirglu, H. R. (1965). Electric Machinery and Control. *Electronics and Power*, 11(4), 144. <https://doi.org/10.1049/ep.1965.0114>
- Holguí, V., Prado, S., Ortiz, M., Salazar, J. F., Pluas, J., & Villacís, S. (2017). *Manual Técnico de Impermeabilización - Imptek. II Edición*.
- Hopcus, K. I. (1993). *Unwind and rewind guiding*.
<https://shareok.org/handle/11244/321663>
- Imperplast, C. (2021). *Imperla*. 9.
- Imptek. (n.d.). *Instrucción de Trabajo IT-CDQ-01.07.09 Referencia: MP-CDQ-01 Foil de Aluminio 70 micras*.
- Imptek Ecuador. (2021). *Imptek: Empresa líder en sistemas innovadores para la construcción*. <https://imptek.com.ec/>
- IQS. (n.d.). *Industrial Roller Manufacturers Suppliers | IQS Directory*. Retrieved December 25, 2021, from <https://www.iqsdirectory.com/industrial-rollers/>

- Kelemen, M., Virgala, I., Kelemenová, T., Miková, Ľ., Frankovský, P., Lipták, T., & Lörinc, M. (2015). Distance Measurement via Using of Ultrasonic Sensor. *Journal of Automation and Control*, 3(3), 71–74. <https://doi.org/10.12691/automation-3-3-6>
- Linazisoro, I. (1999). *Un bobinado adecuado, imprescindible para un film de calidad*. <https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/6200-Un-bobinado-adecuado-imprescindible-para-un-film-de-calidad.html>
- Liu, Y., Fang, Q., & Ke, Y. (2020). Modeling of Tension Control System with Passive Dancer Roll for Automated Fiber Placement. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/9839341>
- MatWeb. (n.d.-a). *AISI 1045 Steel, cold drawn, high temperature stress relieved, 50-75 mm (2-3 in) round*. Retrieved December 22, 2021, from <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=193434cf42e343fab880e1dabdb143ba&ckck=1>
- MatWeb. (n.d.-b). *Aluminum 6061-O*. Retrieved January 18, 2022, from <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=626ec8cdca604f1994be4fc2bc6f7f63&ckck=1>
- MAXCESS. (2021). *Guía de pivote de compensación LRB - Maxcess International*. <https://www.maxcessintl.com/es/product/guiding-inspection/offset-pivot-web-guides/lrb-offset-pivot-guide/>
- Megaflex. (2021). *Geolum*. https://www.ar.weber/files/ar/2021-04/FP_gealum.pdf
- Ministerio de Obras Publicas y Comunicaciones. (2002). *MOP - 001- F 2002. ESPECIFICACIONES GENERALES PARA LA CONSTRUCCION PARA LA CONSTRUCCION DE CAMINOS Y PUENTES DE CAMINOS Y PUENTES*.
- Mott, R. L. (2018). *Machine elements in mechanical design*. [https://doi.org/10.1016/0301-679x\(87\)90097-1](https://doi.org/10.1016/0301-679x(87)90097-1)
- NABCO. (2019). *About Sensors: Motion Sensing or Presence Sensing?* www.nabcoentrances.com
- Norton, R. (1995). *Diseño de Máquinas* (1a ed.).
- Oleohidráulica VERION. (2018). *Tablas de conversión y fórmulas*.

- PFFC. (2019). *Fundamentos del control de tensión de la banda: convertidor de papel, película y láminas*. <https://www.pffc-online.com/news/15515-web-tension-control-fundamentals>
- Plumb, J., & Hopcus, K. (2005). *FIFE: Maintaining Web Alignment*.
- RAE. (2014). *bobinar | Definición | Diccionario de la lengua española | RAE - ASALE*. <https://dle.rae.es/bobinar>
- Roll-2-Roll Technologies LLC. (2019). *Web Guiding Fundamentals: Unwind and Rewind Guiding*. <https://r2r.tech>
- Saavedra, W. (2017). *Cómo medir y controlar la tensión en la laminación de flexibles*. <https://www.elempaque.com/blogs/Como-medir-y-controlar-la-tension-de-un-sustrato-en-un-proceso-de-conversion-de-laminados-para-envases-flexibles+118389>
- Salazar, J. (2011). *Guía para la realización de ensayos y clasificación de asfaltos, emulsiones asfálticas y asfaltos rebajados según el Reglamento Técnico Centroamericano (RTCA 75.01.22:047)*.
- Senner, A. (1994). *Principios de electrotecnia* (Reverté S.A., Ed.).
- Seshadri, A., & Pagilla, P. R. (2007). Design and development of a new edge sensor for Web guiding. *IEEE Sensors Journal*, 7(5), 698–706. <https://doi.org/10.1109/JSEN.2007.894895>
- SITI S.p.A. (2021). *Catálogo general de reductores de tornillo sin fin* (p. 392). http://www.sitiriduttori.it/_source/file/Cataloghi/C_gen_VSF_web.pdf
- Solbes, R. (2014). *Automatismos Industriales (Contenidos conceptuales y procedimentales). Instalaciones Eléctricas y Automáticas*. (Ulzama).
- Techmach Industrial Technology Co. (2017). *Marco guía de pivote compensado TH II20 - China - Fabricante - Producto*. https://techmach01.diytrade.com/sdp/2448165/4/pd-7498935/20505295-2864322/Offset_pivot_guide_frame_TH_II20.html
- THOMAS Publishing Company. (2021). *Tipos de sistemas de control industrial: una guía de compra de Thomas*. <https://www.thomasnet.com/articles/instruments-controls/types-of-industrial-control-systems/>

- Tilley, A., & Dreyfuss, H. (1993). *The measure of man and woman. Human factors in design* (R. Alba & D. Ramsey, Eds.).
- TRAXCO. (2010). *Mejorar la alineación y el funcionamiento del Pivote central*.
<https://www.traxco.es/blog/pivotes-de-riego/mejorar-la-rodadura>
- ttemsa. (2018). *Índice de Maraca Magpor -Aplicaciones Rodillo Danzarín*.
<https://ttemsa.com/industria/index.php/magpowr/55-base-de-alineacion-de-orilla-8>
- Ulrich, K., & Eppinger, S. (2012). *Diseño y desarrollo de productos*.
- Vaello, J. (2014). *Motores Síncronos. | Formación para la Industria 4.0*.
<https://automatismoindustrial.com/curso-carnet-instalador-baja-tension/motores/motores-sincronos/>
- Valmet. (2021). *Reporte de campo - Mantenimiento del portarrollos de desbobinado*.
<https://www.valmet.com/es/eNoticias-de-Valmet/papel-y-carton/obtenga-apoyo-para-sus-operaciones-de-bobinado/reporte-de-campo---mantenimiento-del-portarrollos-de-desbobinado/>
- WAGO. (2021). *Controladores: Controlador ETHERNET (750-881) | WAGO ES*.
<https://www.wago.com/es/controladores/controlador-ethernet/p/750-881>