



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA
LAMINADORA Y DISEÑO DE UNA LÍNEA DE
PRODUCCIÒN PARA PANIFICACIÒN”**

**FIGUEROA FIGUEROA JUAN CARLOS
SÁNCHEZ MACÍAS JOSÉ RÓMULO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio, 08 de 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

JUAN CARLOS FIGUEROA FIGUEROA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA LAMINADORA Y DISEÑO DE UNA
LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA PANIFICACIÓN”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Novillo
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Ángel Tierra
ASESOR DE TESIS

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio, 08 de 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

JOSÉ RÓMULO SÁNCHEZ MACÍAS

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA LAMINADORA Y DISEÑO DE UNA
LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA PANIFICACIÓN”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Novillo
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Angel Tierra
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JUAN CARLOS FIGUEROA FIGUEROA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA LAMINADORA Y DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA PANIFICACIÓN”

Fecha de Examinación: Julio, 08 del 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VILLOTA (Presidente Trib. Defensa)			
ING. GEOVANNY NOVILLO (Director de Tesis)			
ING. ANGEL TIERRA (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JOSÉ RÓMULO SÁNCHEZ MACÍAS

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA LAMINADORA Y DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA PANIFICACIÓN”

Fecha de Examinación: Julio, 08 del 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VILLOTA (Presidente Trib. Defensa)			
ING. GEOVANNY NOVILLO (Director de Tesis)			
ING. ANGEL TIERRA (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Juan Carlos Figueroa Figueroa

f) José Rómulo Sánchez Macías

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por habernos dado el ser a nuestros padres por habernos dado la vida, un sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos nuestros familiares, profesores, amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Juan Carlos Figueroa Figueroa

José Rómulo Sánchez Macías

DEDICATORIA

A mi padre Ángel Figueroa, quien con su amor, gratitud y comprensión ha hecho posible que se cumplan mis objetivos.

A toda mi familia en especial a los de Colombia quienes han estado pendientes desde la distancia y han sabido brindarme su amor y apoyo incondicional.

A mis profesores, amigos y lectores: Con los mejores deseos de bienestar y triunfo.

Juan Carlos Figueroa Figueroa

A dios por todas las metas que he logrado y seguiré logrando.

Al esfuerzo, sacrificio y amor de mis padres Rosa Macías y Rómulo Sánchez, ya que gracias a ellos estoy culminando una etapa más de mi vida.

Al inmensurable e incondicional apoyo de todos mis hermanos y hermanas.

A la ayuda brindada de todos mis cuñados y cuñadas en tiempos difíciles.

A Geovana por ser una voz más de aliento en mi vida y no dejarme claudicar en momentos difíciles.

A todos quienes forman parte de la escuela de ingeniería mecánica, y a la gran familia de amigos que dios me ha dado durante mi vida estudiantil en esta querida ciudad.

José Rómulo Sánchez Macías

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1.	GENERALIDADES	
1.1	Introducción.....	1
1.2	Antecedentes.....	1
1.3	Justificación técnico-económica.....	2
1.4	Objetivos.....	3
1.4.1	Objetivo General.....	3
1.4.2	Objetivos Específicos.....	3
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Panificación.....	4
2.2	Proceso de panificación.....	4
2.2.1	Pesado de los ingredientes.....	5
2.2.2	Formación de masa.....	5
2.2.3	Fermentación primaria.....	6
2.2.4	División de la masa.....	7
2.2.5	Boleado.....	8
2.2.6	Reposo.....	9
2.2.6.1	Formado o laminado.....	9
2.2.6.2	Conformado de la masa.....	10
2.2.7	Fermentación secundaria.....	10
2.2.8	Horneado.....	11
2.2.9	Enfriamiento.....	11
2.2.10	Almacenamiento.....	12
2.3	Proceso de producción de Sal & Dulce.....	13
3.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA PANIFICACIÓN	
3.1	Línea de producción.....	15

3.2	Selección.....	15
3.2.1	Báscula.....	15
3.2.2	Amasadora.....	17
3.2.3	Divisora.....	20
3.2.4	Boleadora.....	22
3.2.5	Horno.....	24
3.2.6	Mesa de conformado.....	26
3.3	Diseño de la línea de producción.....	27
3.3.1	Parámetros de diseño de la línea de producción.....	27
3.3.2	Esquema de la línea de producción.....	27

4. DISEÑO DE LA LAMINADORA

4.1	Parámetros de diseño.....	30
4.1.1	Capacidad de producción.....	30
4.1.2	Determinación de la densidad de la masa de hojaldre.....	31
4.1.3	Determinación del coeficiente de fricción entre la masa y los rodillo.....	32
4.1.4	Determinación del esfuerzo para deformar la masa a 2 mm de espesor.....	32
4.1.5	Determinación de la velocidad tangencial de laminado.....	33
4.1.6	Posición de los ejes para el laminado.....	34
4.1.6.1	Análisis para la colocación de los rodillos verticalmente.....	34
4.1.6.2	Análisis para la colocación de los rodillos horizontalmente.....	35
4.1.6.3	Análisis para la colocación de los rodillos a cierta inclinación.....	35
4.2	Dimensionamiento de rodillo móvil.....	36
4.2.1	Eje excéntrico.....	36
4.2.2	Selección del material para el eje excéntrico.....	36
4.2.2.1	Diseño del mecanismo para la apertura de los rodillos.....	36
4.2.3	Bujes.....	38
4.2.4	Barra perforada.....	38
4.3	Cálculo de la velocidad angular.....	38
4.4	Cálculo de las fuerzas radiales que ejercen los rodillos para	39

	realizar el laminado.....	
4.5	Cálculo de la fuerza tangencial que ejerce el rodillo móvil.....	40
4.6	Cálculo de la potencia de trabajo en el eje.....	41
4.7	Selección de los elementos para realizar el movimiento.....	42
4.7.1	Selección del motoreductor.....	42
4.7.1.1	Cálculo de la potencia para la selección del motor.....	42
4.7.1.2	Selección del motor.....	43
4.7.1.3	Características del eje para el reductor seleccionado.....	43
4.7.2	Selección de la transmisión.....	44
4.7.2.1	Potencia de diseño corregida.....	44
4.7.2.2	Determinación del número de la cadena y tamaño de la catalina motriz.....	45
4.7.2.2.1	Característica de la catalina conductora.....	45
4.7.2.2.2	Característica de la catalina loca o tensora.....	45
4.7.2.3	Cálculo de la fuerza que ejerce la cadena.....	46
4.8	Cálculo de las reacciones que actúan en los rodamientos.....	47
4.8.1	Cálculos del volumen de entrada de la masa entre los rodillos.....	47
4.8.1.1	Cálculo del peso de la masa a laminar.....	49
4.8.2	Cálculo del ángulo de abandono de la masa.....	50
4.8.3	Cálculo del peso de las partes que forman el rodillo superior.....	52
4.8.3.1	Cálculo del peso del tubo de acero inoxidable.....	52
4.8.3.1.1	Ecuación del volumen de la barra perforada de acero inoxidable...	52
4.8.3.1.2	Peso del tubo de acero inoxidable.....	53
4.8.3.1.3	Centro de gravedad del tubo de acero inoxidable.....	53
4.8.3.2	Cálculo del peso del buje izquierdo rodillo superior.....	53
4.8.3.2.1	Ecuación del volumen del buje izquierdo R superior.....	53
4.8.3.2.2	Peso del buje izquierdo R superior.....	54
4.8.3.2.3	Centro de gravedad del buje izquierdo R superior.....	54
4.8.3.3	Cálculo del peso del buje derecho R superior.....	54
4.8.3.3.1	Ecuación del volumen del buje derecho R superior.....	54
4.8.3.3.2	Peso del buje derecho R superior.....	55
4.8.3.3.3	Centro de gravedad del buje derecho R superior.....	55
4.8.4	Cargas que soporta la barra excéntrica.....	55

4.8.4.1	Descomposición de fuerzas de la barra excéntrica.....	56
4.8.4.1.1	Descomposición de la fuerza para laminar - punto D en la barra excéntrica.....	56
4.8.4.1.2	Descomposición de la fuerza que ejerce la cadena punto F en la barra excéntrica.....	56
4.8.4.2	Cálculo de las reacciones para el eje excéntrico.....	57
4.8.4.2.1	Esquema en el plano XY del rodillo superior.....	57
4.8.4.2.2	Esquema en el plano XZ del rodillo superior.....	57
4.8.5	Selección de rodamientos intermedios del rodillo superior.....	58
4.8.5.1	Selección del rodamiento A del rodillo superior	59
4.8.5.2	Rodamiento B del rodillo superior.....	60
4.8.5.3	Vida de los rodamientos.....	62
4.9	Cálculo del factor de seguridad del eje excéntrico.....	62
4.9.1	Cálculo de reacciones del eje excéntrico.....	63
4.9.1.1	Plano XY del eje excéntrico.....	63
4.9.1.2	Plano XZ del eje excéntrico.....	64
4.9.1.3	Cálculo de momento resultante en el punto más crítico.....	66
4.9.1.4	Análisis de esfuerzos flexor que se presenta en la barra excéntrica.....	66
4.1	Dimensionamiento del rodillo inferior.....	67
4.10.1	Descomposición de las fuerzas del rodillo inferior.....	67
4.10.1.1	Descomposición de la fuerza a laminar punto D del rodillo inferior.....	67
4.10.1.2	Descomposición de la fuerza de la fuerza que ejerce la cadena punto F del rodillo inferior.....	68
4.10.2	Cálculo de las reacciones del rodillo inferior.....	68
4.10.2.1	Plano xy del rodillo inferior.....	68
4.10.2.2	Plano xz del rodillo inferior.....	69
4.10.3	Análisis de los puntos críticos.....	70
4.10.4	Cálculo de esfuerzos presentes en el rodillo inferior.....	72
4.10.5	Análisis a fatiga para el diseño del rodillo inferior.....	73
4.10.5.1	Esfuerzos combinados para el diseño del rodillo inferior.....	73
4.10.5.2	Análisis del límite de fatiga para el diseño del rodillo inferior.....	75
4.10.5.2.1	Propiedades del material para los bujes del rodillo inferior.....	75

4.10.5.2.2	Cálculo de factores de modificación del límite de fatiga para diseño del rodillo inferior.....	75
4.11	Selección de las chumaceras de pared.....	77
4.11.1	Rodamiento A del rodillo inferior.....	77
4.11.2	Rodamiento B del rodillo inferior.....	79
4.11.3	Vida de los rodamientos de la chumacera seleccionada para el rodillo inferior.....	80
4.12	Diseño de la chaveta y chavetero par el rodillo inferior.....	81
4.12.1	Diseño de la chaveta para el rodillo inferior.....	81
4.12.2	Diseño del chavetero para el rodillo inferior.....	83
4.13	Diseño de los pernos de sujeción para la catalina que trasmite el movimiento al rodillo superior.....	84
4.14	Diseño de las planchas laterales.....	87
4.14.1	Diseño de la plancha lateral izquierda.....	87
4.14.1.1	Traslado de fuerzas a la parte inferior de la plancha lateral izquierda.....	88
4.14.1.2	Cálculo de reacciones y momentos de la plancha lateral izquierda.....	88
4.14.1.3	Cálculo del factor de seguridad de la plancha lateral izquierda.....	90
4.14.1.4	Diseño de los pernos para sujeción de la plancha lateral izquierda.....	93
4.14.2	Diseño de la plancha derecha superior.....	94
4.14.2.1	Traslado de fuerzas a la parte inferior de la plancha derecha superior.....	94
4.14.2.2	Cálculo de reacciones y momentos de la plancha derecha superior.....	95
4.14.2.3	Cálculo del factor de seguridad de la plancha derecha superior.....	96
4.14.2.4	Diseño de los pernos para sujeción de la plancha derecha superior.....	99
4.14.3	Diseño de la plancha derecha inferior.....	100
4.14.3.1	Traslado de fuerzas de la plancha derecha inferior.....	101
4.14.3.2	Cálculo de reacciones y momentos de la plancha derecha inferior..	101
4.14.3.3	Cálculo del factor de seguridad de la plancha derecha inferior.....	103
4.14.3.4	Diseño de los pernos para sujeción de plancha derecha inferior.....	105
4.15	Diseño de la estructura.....	107

4.15.1	Descripción de la estructura.....	107
4.15.2	Geometría de la estructura.....	107
4.15.3	Cargas que actúan en la estructura.....	107
4.16	Diseño de mulles.....	112
4.16.1	Diseño del muelle para la regulación del rodillo.....	112
4.16.2	Diseño del muelle para el tensado de la cadena.....	115
4.16.2.1	Diseño del cuerpo del muelle tensor.....	116
4.16.2.2	Diseño del gancho para el muelle tensor.....	117
4.17	Diseño del circuito eléctrico.....	119

5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA LAMINADORA

5.1	Componentes del equipo y tecnología de la construcción.....	121
5.2	Procedimiento de construcción.....	121
5.3	Construcción y montaje.....	123
5.3.1	Construcción de la laminadora.....	123
5.3.1.1	Flujograma de construcción de las partes de la laminadora.....	127
5.3.2	Montaje de la laminadora.....	130
5.3.2.1	Flujograma de montaje de la laminadora.....	133

6. MANTENIMIENTO Y COSTOS DE LA LAMINADORA

6.1	Mantenimiento de la laminadora.....	134
6.2	Secuencia de operación y funcionamiento de la laminadora.....	135
6.3	Análisis de costos para la laminadora.....	136
6.3.1	Costos directos.....	136
6.3.1.1	Costo de materiales.....	136
6.3.1.2	Costo de mano de obra.....	137
6.3.1.3	Costos de equipos y herramientas.....	138
6.3.1.4	Costos por transporte de materiales.....	138
6.3.1.5	Costo total directo.....	138
6.3.2	Costos indirectos.....	139
6.3.3	Costos totales.....	139

7. PRUEBAS DE LA LAMINADORA

7.1	Plan de pruebas de funcionamiento.....	140
7.1.1	Pruebas en vacío.....	140
7.1.1.1	Datos obtenidos en el arranque sin carga.....	140
7.1.2	Pruebas con carga parcial.....	141
7.1.2.1	Datos obtenidos en el arranque con carga parcial.....	141
7.1.3	Pruebas mecánicas de la laminadora.....	141
7.1.4	Pruebas con carga.....	142
7.1.4.1	Pruebas con masa de pan campesino.....	142
7.1.4.2	Pruebas con masa de pan integral.....	144
7.1.4.3	Pruebas con masa muerta.....	145
7.1.5	Pruebas del producto laminado.....	147
7.1.5.1	Pruebas de espesor del producto laminado.....	147
7.1.5.2	Pruebas de uniformidad del producto laminado.....	147
7.1.5.3	Pruebas con masa de hojaldre.....	148

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1	Conclusiones.....	150
8.2	Recomendaciones.....	151

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
3.1	DATOS TÉCNICOS DE LA BALANZA MECÁNICA.....	17
3.2	TIPOS DE AMASADORAS.....	18
3.3	DATOS DE LA AMASADORA SELECCIONADA.....	20
3.4	TIPOS DE DIVISORAS.....	20
3.5	DATOS DE LA DIVISORA SELECCIONADA.....	22
3.6	TIPOS DE BOLEADORAS.....	23
3.7	DATOS DE LA BOLEADORA SELECCIONADA.....	24
3.8	TIPOS DE HORNOS.....	24
3.9	DATOS DEL HORNO SELECCIONADO.....	25
3.10	MEDIDAS DEL HORO SELECCIONADO.....	26
3.11	DATOS DE LA MESA DE TRABAJO SELECCIONADA.....	27
3.12	POSICIÓN DE LA MAQUINARIA SELECCIONADA.....	28
4.1	PESO DE LA MASA DE HOJALDRE.....	31
4.2	DENSIDAD DE LA MASA DE HOJALDRE.....	31
4.3	COEFICIENTE DE FRICIÓN ESTÁTICO.....	32
4.4	ESFUERZO PARA DEFORMAR LA MASA DE HOJALDRE.....	33
4.5	DATOS PARA LA VELOCIDAD DE AMASADO.....	33
4.6	SEPARACIÓN DE LOS RODILLOS.....	37
4.7	DATOS DE LA PLACA DEL MOTOR SELECCIONADO.....	43
4.8	DATOS DEL EJE DEL REDUCTOR SELECCIONADO.....	44
4.9	DATOS DEL RODAMIENTO A SKF-6308.....	58
4.10	PUNTOS CRITICOS DEL RODILLO INFERIOR.....	71
4.11	FACTORES DE SEGURIDAD EN LOS DIFERENTES PUNTOS CRITICOS DEL RODILLO INFERIOR.....	77
4.12	DATOS DEL RODAMIENTO DE LA CHUMACERA.....	77
4.13	ELEMENTOS ELÉCTRICOS.....	119
5.1	PARTES CONSTRUCTIVAS DE LA LAMINADORA.....	121
5.2	TIEMPOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA LAMINADORA.....	123
5.3	MONTAJE DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.....	131

5.4	MONTAJE DEL SISTEMA DE LAMINACIÓN.....	131
5.5	MONTAJE DEL SISTEMA DE REGULACIÓN.....	132
5.6	MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	132
5.7	MONTAJE DEL TENSOR.....	132
5.8	MONTAJE DEL CIRCUITO ELÉCTRICO.....	132
6.1	MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	134
6.2	PARTES DE LA LAMINADORA.....	136
6.3	COSTO DE MATERIALES.....	136
6.4	COSTO DE MANO DE OBRA.....	137
6.5	COSTO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS.....	138
6.6	COSTO TOTAL DIRECTO.....	138
6.7	COSTOS INDIRECTOS.....	139
6.8	COSTO TOTAL INDIRECTO.....	139
6.9	COSTO TOTAL.....	139
7.1	PRUEBAS MECÁNICAS.....	141
7.2	RESETA DE PAN CAMPESINO.....	142
7.3	DATOS DEL ENSAYO CON MASA PARA PAN CAMPESINO.....	143
7.4	RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA DEL PAN CAMPESINO.....	143
7.5	RECETA DEL PAN INTEGRAL.....	144
7.6	DATOS DEL ENSAYO CON MASA DE PAN INTEGRAL.....	144
7.7	RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA DEL PAN INTEGRAL.....	145
7.8	RECETA DEL PARA MASA MUERTA.....	145
7.9	DATOS DEL ENSAYO CON MASA MUERTA.....	146
7.10	RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA MUERTA.....	146
7.11	ESPEJOR DE PRODUCTO LAMINADO.....	147
7.12	RESETA PARA MASA DE HOJALDRE.....	148
7.13	DATOS DEL ENSAYO CON MASA DE HOJALDRE.....	148
7.14	RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA DE HOJALDRE.....	149

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1	Panes..... 4
2.2	Pesado de ingredientes..... 5
2.3	Amasado..... 6
2.4	Fermentación..... 7
2.5	División de la masa..... 8
2.6	Boleado de la masa..... 9
2.7	Reposo..... 9
2.8	Laminado..... 10
2.9	Mesa de conformado..... 10
2.10	Pan horneado..... 11
2.11	Enfriamiento..... 12
2.12	Almacenamiento..... 13
3.1	Báscula mecánica..... 17
3.2	Amasadora de espiral..... 20
3.3	Divisora seleccionada..... 22
3.4	Boleadora seleccionada..... 24
3.5	Horno con cámara de leudo..... 26
3.6	Mesa de trabajo..... 26
3.7	Distribución del equipo de panadería..... 28
4.1	Plano inclinado para determinar el coeficiente de rodadura..... 32
4.2	Masa deformada con máquina universal..... 32
4.3	Velocidad de amasado..... 33
4.4	Opción 1 de laminado..... 35
4.5	Opción 2 de laminado..... 35
4.6	Opción 3 de laminado..... 35
4.7	Diseño del eje excéntrico..... 36
4.8	Posición del eje excéntrico..... 37
4.9	Relación de desplazamiento vs separación de los rodillos..... 38
4.10	Entrada y salida de la masa..... 39
4.11	Rodillo superior..... 47

	Sección para el cálculo del volumen de entrada de masa a la máxima	
4.12	apertura.....	47
	Sección para el cálculo del volumen de entrada de la masa a la mínima	
4.13	apertura.....	48
4.14	Ángulo de abandono de la masa.....	50
4.15	Fuerzas que actúan en los puntos A y B del eje excéntrico.....	56
4.16	Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano XY (Ay B).....	57
4.17	Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano XZ (A y B).....	57
4.18	Descomposición de fuerzas que actúan en el eje excéntrico para diseño	63
4.19	Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano XY para diseño	63
4.20	Diagrama de fuerza cortante, plano XY para diseño del eje excéntrico...	64
4.21	Diagrama del momento flector plano XY para diseño del eje excéntrico...	64
4.22	Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano XZ para diseño.	64
4.23	Diagrama de fuerza cortante, plano XZ para diseño del eje excéntrico.....	65
4.24	Diagrama del momento flector, plano XZ para diseño del eje excéntrico..	65
4.25	Fuerzas que actúan en el rodillo inferior.....	67
4.26	Diagrama del cuerpo libre del rodillo inferior en el plano XY.....	68
4.27	Diagrama de fuerza cortante, plano XY, rodillo inferior.....	69
4.28	Diagrama del momento flector, plano XY, rodillo inferior.....	69
4.29	Diagrama del cuerpo libre del rodillo inferior en el plano XZ.....	69
4.30	Diagrama de fuerza cortante, plano XZ, rodillo inferior.....	70
4.31	Diagrama del momento flector, plano XZ, rodillo inferior.....	70
4.32	Puntos críticos presentes en el rodillo inferior.....	70
4.33	Puntos críticos, plano XY e XZ, rodillo inferior.....	71
4.34	Fluctuación con inversión completa del rodillo inferior.....	73
4.35	Torque constante del rodillo inferior.....	73
4.36	Influencia del esfuerzo medio diferente de cero sobre la vida a la fatiga...	73
4.37	Esquema para diseño de la chaveta.....	81
4.38	Taladro para colocar tornillos.....	85
4.39	Plancha lateral izquierda.....	87
4.40	Descomposición de fuerzas de la plancha izquierda.....	88
	Distancias de fuerzas cortantes y momento flector para la plancha lateral	
4.41	izquierda.....	88

4.42	Diagrama de fuerza cortante de la plancha lateral izquierda.....	90
4.43	Diagrama de momento flector de la plancha lateral izquierda.....	90
4.44	Restricciones de la plancha lateral izquierda.....	91
4.45	Factor de seguridad de la plancha lateral izquierda.....	91
4.46	Tensiones de la plancha lateral izquierda.....	92
4.47	Desplazamientos de la plancha lateral izquierda.....	92
4.48	Plancha derecha superior.....	94
4.49	Descomposición de fuerzas de la plancha derecha superior.....	94
4.50	Distancias de fuerzas cortantes y momento flector de la plancha derecha superior.....	95
4.51	Diagrama de la fuerza cortante de la plancha derecha superior.....	96
4.52	Diagrama de momento flector de la plancha derecha superior.....	96
4.53	Restricción de la plancha derecha superior.....	97
4.54	Factor de seguridad de la plancha derecha superior.....	97
4.55	Tenciones de la plancha derecha superior.....	98
4.56	Desplazamientos de la plancha derecha superior.....	99
4.57	Plancha inferior derecha.....	101
4.58	Descomposición de fuerzas de la plancha inferior derecha.....	101
4.59	Distancias de fuerzas cortantes y momento flector de la plancha inferior derecha.....	101
4.60	Diagrama de la fuerza cortante de la plancha inferior derecha.....	102
4.61	Diagrama de momento flector de la plancha inferior derecha.....	103
4.62	Restricción de la plancha derecha inferior.....	103
4.63	Factor de seguridad de la plancha derecha inferior.....	104
4.64	Tensiones de la plancha derecha inferior.....	104
4.65	Desplazamientos de la plancha derecha inferior.....	105
4.66	Vista isométrica de la estructura.....	107
4.67	Vista lateral derecha de la estructura.....	107
4.68	Vista de fuerzas que ejerce el motor y reductor.....	108
4.69	Fuerzas y momentos que actúan en la estructura.....	109
4.70	Resultados de SAP 2000: razones de esfuerzo.....	111
4.71	Deformación de la estructura.....	112
4.72	Muelle de compresión.....	113

4.73	Tensado de la cadena.....	115
4.74	Muelle a tracción para el tensor.....	116
4.75	Gancho del muelle a tracción para el tensor.....	118
4.76	Diagrama eléctrico.....	120
5.1	Flujograma de construcción del sistema estructural.....	128
5.2	Flujograma de construcción del sistema de laminación.....	129
5.3	Flujograma de construcción del sistema de regulación.....	129
5.4	Flujograma de construcción de los rascadores.....	129
5.5	Flujograma de construcción del sistema de transmisión.....	130
5.6	Flujograma de construcción del tensor.....	130
5.7	Flujograma de construcción del circuito eléctrico.....	130
5.8	Flujograma de montaje de la laminadora.....	133
7.1	Curva de comportamiento potencia vs. Amperaje del ensayo con masa de pan campesino.....	144
7.2	Curva de comportamiento potencia vs. Amperaje del ensayo con masa de pan integral.....	145
7.3	Curva de comportamiento potencia vs. Amperaje del ensayo con masa muerta.....	146
7.4	Masa laminada con imperfecciones.....	147
7.5	Curva de comportamiento potencia vs. Amperaje del ensayo con masa de hojaldre.....	149
7.6	Masa laminada sin imperfecciones.....	149

LISTA DE ABREVIACIONES

PH	Potencial de hidrógeno
CO2	Dióxido de carbono
INOX	Inoxidable
NPT	Nivel de piso terminado
DHP	Potencia corregida
HP	Potencia
T.V.M.H.	Teoría de Von Misses Henky
n	Coefficiente de seguridad.
Scmr	Sentido contrario de las manecillas del reloj
Smr	Sentido de las manecillas del reloj
M_{RC}	Momento resultante en un punto
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
ANSI	Instituto Nacional Americano Estándar (American National Estándar Institute)
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales).
DIN	Deutsche Industrie Norm (Norma Industrial Alemana).
Hz	Hercios
APU.	Análisis de Precios Unitarios
RPM.	Revoluciones por minutos

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Definición	Unidades
Pi	Presión interna	Lbs/plg ²
Sy	Límite de fluencia	Lbs/plg ²
Sut	Resistencia última a la tensión	Lbs/plg ²
D	Diámetro exterior	Mm
t	Espesor	Mm
d	Diámetro interior	Mm
A	Área	mm ²
F	Fuerza	Kg
Sp	Resistencia de prueba	kg/cm ²
Km	Rigidez del material	kg/cm
ρ	Densidad	kg/m ³
θ	Ángulo	Grados
μ	Coefficiente de fricción estático	
σ	Esfuerzo	kg/mm ²
v	Velocidad lineal	m/s
vm	Velocidad media	m/s
w	Velocidad angular	rad/s
P	Potencia	HP
τ	Torque	kg*mm
r	Radio	Mm
Pr	Potencia requerida	HP
ηt	Rendimiento total	
ηm	Rendimiento del motor	
ηr	Rendimiento del reductor	
i	Relación de transmisión	
Z	Número de dientes	
Fc	Fuerza de la cadena	Kg
FT	Fuerza de trabajo	Kg
V	Volumen	mm ³
g	Gravedad específica	m/s ²

Po	Carga dinámica	KN
fl	Factor de esfuerzo dinámico	
Co	Capacidad de carga dinámica requerida	KN
fn	Factor de velocidad de giro	
Co	Capacidad de carga estática requerida	KN
Se	Límite de fatiga	kg/mm ²
ka	Factor de superficie	
kb	Factor de tamaño	
kc	Factor de confiabilidad	
Kg	Factor de temperatura	
ke	Factor de concentración de tensiones	
kt	Factor de concentración de esfuerzos	
q	Factor de sensibilidad	
σeq	Esfuerzo equivalente	kg/mm ²
Rx	Reacción en un punto	Kg
N	Número de revoluciones	RPM
Ssy	Resistencia de fluencia a la torsión	kg/mm ²
NT	Número total de espiras	
p	Paso	Mm

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1:** Selección del acero inoxidable 304L para alimentación
- ANEXO 2:** Propiedades del material AISI 4140
- ANEXO 3:** Eficiencia del reductor de velocidad
- ANEXO 4:** Eficiencia por transmisión de cadena de rodillos
- ANEXO 5:** Datos del motor seleccionado
- ANEXO 6:** Características del eje seleccionado
- ANEXO 7:** Factor de servicio
- ANEXO 8:** Datos de la cadena y piñón motriz
- ANEXO 9:** Paso en función del número de cadena
- ANEXO 10 :** Densidad del acero inoxidable
- ANEXO 11:** Densidad del acero SAE 1018
- ANEXO 12:** Rodamiento seleccionado para el rodillo superior
- ANEXO 13:** Factor del esfuerzo dinámico
- ANEXO 14:** Limite de fluencia del acero AISI 1010 y SAE4140
- ANEXO 15:** Figura para aplicar el criterio de Goodman
- ANEXO 16:** Recomendación de chaveta en función del diámetro del eje
- ANEXO 17:** Recomendación para longitud de chaveta
- ANEXO 18:** Coeficiente de acabado superficial
- ANEXO 19:** Coeficiente de acabado confiabilidad
- ANEXO 20:** Coeficiente de concentración de esfuerzos q
- ANEXO 21:** Factor de concentración de esfuerzo (k_f)
- ANEXO 22:** Rodamiento de chumacera seleccionado
- ANEXO 23:** Datos del S_y para un tornillo grado métrico 19.9
- ANEXO 24:** Peso del reductor
- ANEXO 25:** Fuerza para halar
- ANEXO 26:** Material del resorte
- ANEXO 27:** Constantes del resorte en base al material

RESUMEN

El Diseño y Construcción de una Laminadora y Diseño de una Línea de Producción para Panificación están basados en el requerimiento para la implementación de la micro empresa *Sal & Dulce*.

En el diseño de la línea de producción se toma en cuenta los diversos pasos como son pesado de ingredientes, mezclado, amasado, fermentado, división de la masa, boleado, laminado, horneado y enfriamiento del producto ya elaborado. Para realizar cada uno de los pasos nombrados se selecciona maquinaria, la cual realiza cada uno de los trabajos requeridos, para esto se toma como requerimiento una capacidad de 25 lb, además se toma en cuenta el costo, servicio post venta y asepsia, así como su ubicación en la distribución de planta; también se realiza un plano arquitectónico donde se ubicará la maquinaria seleccionada de acuerdo al área de trabajo disponible.

Para el diseño de la laminadora se toma en cuenta la necesidad de obtener diversos espesores, debido a este requerimiento se selecciona un mecanismo de apertura compuesto por dos rodillos, un superior y un inferior, el rodillo superior es el que realiza el desplazamiento ya que está compuesto por una barra excéntrica, dos rodamientos y una barra perforada, el rodillo inferior está compuesto por dos bujes y una barra perforada. Para accionar los rodillos laminadores se selecciona una transmisión por cadena acoplada a un motoreductor monofásico de 110V y 3/4hp, también se diseña un circuito compuesto por un contactor, un relé térmico, una botonera, cables, etc. Todos estos elementos se ensamblan en una estructura compuesta por ángulos y forrado con acero inoxidable.

Con el diseño y construcción de esta laminadora se alcanza un gran beneficio para la industria alimenticia en el área de panificación, pudiéndose optimizar mano de obra, tiempo y evitar esfuerzo físico para el operario.

SUMMARY

The Design and Construction of a Rolling Mill and the Design of a Production Line for Panification are based on the requirement of the Implementation of the micro enterprise Sal & Dulce.

In the production line design the different steps such as ingredient weighing, mixing, kneading, fermentation, dough division, bowling, rolling, baking and elaborated product cooling are taken into account. To carry out each step machinery is selected, which performs each work, for this a capacity of 25 pounds, cost, post-sale service and asepsis are taken into account as well as the location in the plant distribution. An architectonic design is also carried out where the selected machinery will be placed according to the available work area.

For the rolling mill design the need to obtain different thicknesses is taken into account, because of this requirement an opening device is selected it is composed of two rollers, a superior and an inferior one, the superior one carries out the displacement as it is composed of an eccentric bar, two bearings and a perforated bar, the inferior roller is composed of two bushings and a perforated bar. To drive the rolling rollers a chain transmission coupled to a mono-phased 110V and 3/4Hp motoreductor is selected. A circuit composed of a contactor, thermal relay, set of buttons, cables, etc. is designed. All these elements are assembled in a structure composed of angles and lines with stainless steel.

With the design and construction of this rolling mill a great benefit is reached for the alimentary industry in the panification area, being capable of optimizing labor, time and avoids the worker physical effort.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Introducción

El pan es un alimento básico que forma parte de la dieta tradicional en Europa, Oriente Medio, India y América no obstante participa en muchos rituales religiosos y sociales: como es el matzoh en la pascua judía, la hostia en la eucaristía cristiana, el rito de bienvenida de los pueblos esclavos que involucra el pan y la sal, etc. Antiguamente en las zonas rurales el pan era elaborado en los núcleos familiares y poco a poco el establecimiento para dispensar el pan, la panadería, ha ido cobrando importancia en las zonas urbanas, en la actualidad se trata de un alimento básico que puede encontrarse en casi cualquier tienda de alimentación, su valor hace que se puedan calcular índices económicos de referencia como el IPC (Índice de Precios al Consumo), empleado para determinar la evolución del costo de vida en las naciones.

Hoy en día existen electrodomésticos específicos con los que se puede elaborar pan de forma muy sencilla, un ejemplo: máquina amasadora, boleadora, laminadoras, etc. Se suele preparar mediante el horneado de una masa elaborada fundamentalmente con harina de cereales, sal y agua. La mezcla en algunas ocasiones suele contener levaduras para que fermente la masa y sea más esponjosa y tierna.

El cereal más utilizado para la elaboración del pan es la harina de trigo, también se utiliza el centeno, la cebada, el maíz, el arroz. Existen muchos tipos de pan que pueden contener otros ingredientes, como grasas de diferentes tipos (tocino, mantquilla, aceite de oliva), huevos, azúcar, especias, frutas, frutas secas (como por ejemplo pasas), verduras (como cebollas), frutos secos o semillas diversas.

1.2 Antecedentes

El pan fue el alimento básico de la Humanidad desde la prehistoria, algunos autores se imaginan como los inicios del pan podrían haber sido una masa compuesta de granos semi-molidos, la cual era ligeramente humedecida que podría haberse cocido al sol sobre una piedra caliente, o simplemente haberse dejado abandonada junto al fuego, o alguna otra fuente de calor diversa. La evolución histórica del pan se fundamenta en tres vías posibles: por un lado la mejora y evolución en los elementos mecánicos que

pulverizan los granos (los molinos, etc.), por otro la mejora en los microorganismos que pueblan las levaduras y finalmente la evolución de los hornos y los elementos que facilitan su elaboración.

En la Edad Media empiezan a elaborarse distintos tipos de pan ante la escasez de trigo, y como consecuencia de ello comienza su comercio. Se hacía a mano, en el propio hogar o en hornos públicos. En la elaboración del pan empezó a emplearse algún tipo de maquinaria.

El pan fue sufriendo mejoras en su molienda, su horneado y poco a poco fue convirtiéndose de un producto elaborado artesanalmente a un producto industrial al que se le añaden diversos aditivos. En la actualidad la maquinaria facilita en gran medida el trabajo haciendo que el pan carezca de penosas tareas; se emplean amasadoras, hornos automáticos, transportadoras, enfriadoras, cortadoras y hasta máquinas para envolver. A finales del siglo XX se popularizan los panes integrales o negros.

1.3 Justificación técnico-económica

El actual requerimiento de una línea de producción de productos de panificación permite al dueño de la empresa aumentar su producción con menor personal de trabajo y por ende benefician al usuario a adquirir productos de menor costo.

De la misma forma se trata de ofrecer productos de la más alta calidad e higiene, para ello se ha diseñado una línea de producción para productos de panificación y se ha construido una laminadora con el propósito de cumplir y alcanzar las metas de una empresa; para lo cual debemos utilizar los recursos adecuados para diseñar la máquina con la adquisición de implementos y conocimientos adquiridos, la cual permitirá un trabajo técnico para la elaboración de productos que ofrece la empresa y así optimizar tiempo, obtener un buen producto y aumentar recursos para la empresa.

Este diseño es de suma importancia, mediante la utilización de este producto precipitan el proceso de elaboración de los derivados de harina como son: panes, pizza, entre otros, con esta máquina ya no se utilizarán las mesas para moldear el pan como se lo hace en la actualidad.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

- Diseñar y construir una laminadora y diseñar una línea de producción de productos de panificación.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Analizar, seleccionar y diseñar las alternativas más adecuadas para la línea de producción.
- Diseñar y construir una laminadora.
- Realizar el ensamble de la laminadora y verificar su funcionamiento.
- Presentar recomendaciones de funcionamiento y manual de mantenimiento del equipo.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Panificación ¹

El término panificación es usualmente aplicado a alimentos que estén hechos a base de harina y cereales por ejemplo trigo, maíz, etc. Estos productos (pan, trenza, enrollados.etc) forman parte de la canasta básica alimenticia.



Figura 2.1. Panes

2.2 Proceso de panificación ²

Es el proceso más importante del empleo de las harinas de trigo para la alimentación humana. Ha sido objeto de numerosos estudios científicos y tecnológicos en procura de mejorar la calidad del pan. La harina de trigo tiene proteínas en su composición, estas desempeñan un papel fundamental en la nutrición humana. Las proteínas pueden sufrir variaciones en función de la variedad, lugar de cultivo, tecnología de la molienda. Una harina panificable se puede considerar una mezcla de: almidón, electrolitos, agua, gluten. Para llevar a cabo la panificación se prepara una masa con harina, agua, sal, a la que se añaden levaduras, esto provoca la fermentación de los azúcares formándose CO₂ que hace que la masa sea esponjosa. Esta masa esponjosa debe tener otra cualidad: ser elástica. La elasticidad depende: del número de partículas coloidales del gluten/unidad de masa y de la capacidad de hinchamiento del gluten.

El gluten tiene mayor capacidad de embeber agua, incluso el 200%. La mayor parte del agua que existe en la masa panaria está proporcionada por el almidón ya que presenta 4/5 partes. La capacidad del gluten para formar la red esponjosa está influido

¹ <http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

² <http://www.elergonomista.com/alimentos/panificacion.htm>

por el pH de la masa y la actividad proteolítica del encima. Una harina fresca pH: 6-6,2. El pH óptimo para la panificación es 5, esto significa que las harinas envejecidas son más aptas para la panificación ya que el envejecimiento acidifica. La viscosidad y elasticidad de la masa viene dada por: la cantidad de agua, temperatura a la que se amasa, tiempo transcurrido desde el amasado.

Los fabricantes diferencian entre harinas fuertes y blandas en función de su capacidad panificadora. Las harinas fuertes absorben mucha agua y dan masas consistentes y plásticas: panes de buen volumen, aspecto y textura satisfactoria. Las harinas débiles con poca absorción, dan masas flojas con tendencia a fluir durante la fermentación, panes bajos, pesados y de textura deficiente. No son aptas para la elaboración de pan pero si para la elaboración de galletas y pastas alimenticias.

2.2.1 Pesado de los ingredientes ³

Este proceso consiste en pesar todos los ingredientes sólidos y medir los líquidos utilizando balanza y recipiente con escala de medidas, respectivamente. El pesado no debe realizarse por aproximación ni utilizando medidas como la pizca, el puñado. Esta etapa es importante para mantener la calidad constante del producto.

No se debe hacer por aproximación sino que se debe seguir los estándares de producción diaria de la fábrica, microempresa, etc.



Figura 2.2. Pesado de ingredientes

2.2.2 Formación de masa ⁴

La formación de la masa se compone de dos sub-procesos: la mezcla y el trabajado (amasado). La masa comienza a formarse justo en el instante cuando se produce mezcla de la harina con el agua. Al realizarse la mezcla entre la harina y el agua, formándose la primera masa antes de ser trabajada; algunos panaderos opinan que

³ <http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

⁴ <http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

es mejor dejar reposar aproximadamente durante 20 min con el objeto de permitir que la mezcla se haga homogénea y se hidrate por completo. La elaboración de la masa se puede hacer a mano o mediante el empleo de un mezclador o incluso de un robot de cocina (estos últimos tienen la ventaja de exponer la masa durante poco tiempo al oxígeno de la atmósfera). Algunos panaderos mencionan la posibilidad de airear la harina antes de ser mezclada para que pueda favorecer la acción del amasado.

La masa se trabaja de forma física haciendo primero que se estire para luego doblarse sobre sí misma, comprimirse (se evita la formación de burbujas de aire) y volver a estirar para volver a doblar y a comprimir, repitiendo el proceso varias veces. Procediendo de esta forma se favorece el alineamiento de las moléculas de gluten haciendo que se fortalezca poco a poco la masa y permita capturar mejor los gases de la fermentación. Esta operación de amasamiento hace que la masa vaya adquiriendo progresivamente ‘fortaleza’ y sea cada vez más difícil de manipular: las masas con mayor contenido de gluten requieren mayor fuerza en su amasado y es por eso por lo que se denominan masas de fuerza. Que la masa sea sobre trabajada es un problema en la panadería industrial debido al empleo de máquinas especiales para ello: amasadoras. En ocasiones muy raras ocurre este fenómeno cuando se trabaja la masa a mano. La operación de amasado se suele realizar en una superficie aceitada para favorecer el manejo y evitar que la masa pegajosa se adhiera a la superficie.



Figura 2.3. Amasado

2.2.3 Fermentación primaria ⁵

La denominada “*fermentación primaria*” empieza a ocurrir justamente tras el amasado y se suele dejar la masa en forma de bola metida en un recipiente para que repose a una temperatura adecuada. Durante esta espera la masa suele adquirir mayor

⁵ <http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

tamaño debido a que la levadura (si se ha incluido) libera dióxido de carbono (CO_2) durante su etapa de metabolismo, se dice en este caso que la masa fermenta. La masa parece que se va inflando a medida que avanza el tiempo de reposo. La temperatura de la masa durante esta fase del proceso es muy importante debido a que la actividad metabólica de las levaduras es máxima a los 35°C , pero de la misma forma a esta temperatura se produce CO_2 a mayor ritmo pero al mismo tiempo también malos olores. Es por esta razón por la que la mayoría de los libros de panadería sugieren emplear temperaturas inferiores, rondando los 27°C lo que supone un reposo de aproximadamente dos horas. La temperatura gobierna este proceso de fermentación, a mayor temperatura menor tiempo de reposo. En algunos casos se hace uso de frigorífico.



Figura 2.4. Fermentación

Masa tras haber sido amasada (izquierda) y tras el reposo de *40 minutos* (derecha), se puede comprobar que el aumento de volumen en la masa es apreciable a simple vista.

El final de la fermentación primaria lo indica el volumen de la masa ‘hinchada’ (se menciona a veces que debe doblar el volumen). Una de las pruebas más populares para comprobar que se ha llegado al límite es presionar la masa con un dedo, y se comprueba que la marca permanece entonces se deduce que el gluten se ha estirado hasta su límite. A veces se emplea en el primer reposo una cesta de mimbre denominada banneton.

2.2.4 División de la masa ⁶

Este proceso consiste en dividir la masa en volúmenes iguales según el pan que se va a producir, este proceso se lo puede realizar artesanalmente, pero corre el riesgo

⁶<http://www.franciscotejero.com/tecnica/sistemas%20de%20produccion/La%20mecanizaci%F3n%20y%20la%20calidad%20del%20pan.htm>

de que no exista equidad de volúmenes en los productos de una misma clase, hoy en día se puede realizar este proceso con la ayuda de maquinarias que nos permiten obtener volúmenes iguales.

La división de la masa se la debe realizar lo antes posible para evitar la gasificación de la misma en la tolva de la divisora. Si la permanencia de la masa en dicha tolva es elevada, cosa que ocurre cuando el tamaño de la masa a dividir es grande, cuando la dosis de levadura prensada es alta y también cuando la temperatura de la masa es elevada, todo ello repercute en el aumento de la tenacidad y negativamente en el formado. Nos encontramos pues en otra etapa crítica del proceso de fabricación, mientras que con el pan elaborado artesanalmente la masa reposa algunos minutos antes de la división, lo cual dota a la masa de ácidos orgánicos que repercuten en la calidad del pan; en el proceso industrial y cuando se emplea la división volumétrica, la carencia de dichos ácidos orgánicos propicia la diferencia más notable entre el pan industrial y el artesano.



Figura 2.5. División de la masa

2.2.5 Boleado⁷

Consiste en dar forma de bola al fragmento de masa y su objetivo es reconstruir la estructura de la masa tras la división con la finalidad de eliminar las bolsas de aire y lograr que la masa tenga una superficie lisa. Puede realizarse a mano, si la baja producción o el tipo de pan así lo aconsejan. O puede realizarse mecánicamente por medio de boleadoras siendo las más frecuentes las formadas por un cono truncado giratorio.

⁷ <http://www.itpower-lac.com.er/documentación/archivos/folletopan.pdf>



Figura 2.6. Boleado de masa

2.2.6 Reposo ⁸

En la división y el boleado la masa sufre una desgasificación y contracción que afecta a su estructura física, haciéndola más tenaz.

El reposo o periodo de recuperación permite la relajación de la masa, que recupera así parte de su extensibilidad para poder darle forma.

Esta operación se realiza en cámaras de reposo que están formadas por estructuras metálicas interiormente móviles. En su interior se encuentran unas canastillas o bolsas de nylon en las que se depositan las piezas de masa después de su división y que serán guiadas hacia la formadora. El tiempo de permanencia de la bola en dicha cámara es de veinte minutos aproximadamente.



Figura 2.7. Reposo

2.2.6.1 Formado o laminado ⁹

Este proceso se usa con el fin de distribuir homogéneamente las grandes burbujas de gas acumuladas a toda la masa. Se hacen pasar las piezas por un par de rodillos, en la actualidad este proceso se encuentra automatizado con el fin de ahorrarse tiempo que puede ser utilizado en otra actividad.

⁸ http://ice.uoc.es/ese/aliments/HTML/cereales_s_hm/#cebacoccionf

⁹ <http://s2ice.upc.es/documents/eso/aliments/HTML/cereal-5.html>



Figura 2.8. Laminado

2.2.6.2 Conformado de la masa¹⁰

En este proceso se le da la forma a los distintos tipos de panes, bocadillos, pizza, etc., Una vez armados los productos de panificación, se colocan sobre las bandejas, que deben ser previamente untadas con grasa, margarina u otro material desmoldante para que la masa no se pegue, salvo que se cuente con bandejas con recubrimiento antiadherente o sobre tablas de madera, previamente cubiertas por sus liencillos. Una vez más se protegen las piezas de masa para evitar que se sequen.



Figura 2.9. Mesa de formado

2.2.7 Fermentación secundaria

Antes de que ocurra la fermentación secundaria se le suele dar a la masa su forma definitiva: barra, trenza, etc. Hay panaderos que vuelven a dar un ligero amasado antes de proporcionar la forma definitiva, con el objetivo de elongar las burbujas de gas en la masa. Esta segunda fermentación es previa al horneado. A veces se introducen cortes con un cuchillo en la superficie de la masa para que queden formas agradables a la vista al mismo tiempo que sea más fácil partir tras el horneado.

Los productos fermentan en cámaras de fermentación que mantienen 26°C de temperatura y 75 % de humedad de manera constante, hasta que la masa ha alcanzado el

¹⁰ <http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

punto óptimo de fermentación. Tendrá una duración de entre 150 y 180 minutos aproximadamente.

2.2.8 Horneado

En esta fase del proceso de elaboración del pan se suele emplear una fuente de calor que en la mayoría de los casos se trata de un horno, tradicionalmente solía ser de leña y que hoy en día son de electricidad o gas. Los hornos antiguos eran de arcilla, piedra o ladrillo lo que permitía almacenar gran cantidad de energía calorífica, la forma de operar de estos hornos era muy sencilla se introducía madera que se ponía a arder y cuando las brasas quedaban (lo que permitía alcanzar una temperatura entre 350°C y 450°C) se retiraban y se introducían las masas moldeadas de pan.

Es en el siglo XVIII cuando los hornos de panadería adquieren la tecnología que les hace más productivos con la posibilidad de poder controlar la humedad durante su horneado, hoy en día se emplean en las panaderías hornos de gas o de electricidad que no sobrepasan los 250°C.

La cocción estándar se realiza a temperaturas comprendidas entre 190 y 250°C, dependiendo del tamaño del pan y el tipo de horno. La duración del horneado puede oscilar entre los 12 y 16 minutos para los panes pequeños, alcanzando más de una hora para las piezas más grandes.



Figura 2.10. Pan horneado

2.2.9 Enfriamiento ¹¹

Una vez que ha salido el pan del horno y antes de proceder a las siguientes manipulaciones (empaquetado en atmósfera modificada, aséptica, refrigeración o congelación), el pan debe enfriarse durante treinta o cuarenta minutos, tiempo necesario para que la temperatura interna descienda hasta 30° C, durante este tiempo el pan tiene

¹¹ <http://s2ice.upc.es/documents/eso/aliments/HTML/cereal-5.html>

un resudado (pérdida de agua), comenzado su envejecimiento. Con el fin de limitar la pérdida de agua y el envejecimiento es muy importante que el enfriamiento no se realice donde existan corrientes de aire o bajas temperaturas, se evitará de esta forma el cuarteado de la corteza.



Figura 2.11. Enfriamiento

2.2.10 Almacenamiento¹²

El almacenamiento del pan es un tema de interés para la industria panadera debido a que se trata de un producto relativamente perecedero al que se le añaden a veces ciertas sustancias químicas para que posea una vida media superior. La aceptación cada vez menor de los consumidores a este tipo de actividades ha hecho que se abra en ciertas ocasiones una polémica. El almacenamiento evita los cambios físicos y químicos en el pan debido principalmente a las actividades microbianas. El resultado de esos cambios resulta en un cambio de las propiedades organolépticas (aroma y textura) que induce al consumidor a deducir que el pan no es fresco. En algunas ocasiones se vende en los supermercados pan congelado, que evidentemente soporta mayor tiempo de vida que un pan envasado en bolsas de plástico. Hoy en día se sabe que la retrogradación de los almidones del pan a formas cristalinas es una de las principales causas de la dureza del pan.

Se puede decir que el proceso de envejecimiento del pan se debe principalmente a la aparición de dos sub-procesos que aparecen de forma separada: la rigidez causada por la transferencia de humedad desde la miga a la corteza y la rigidez intrínseca de las paredes celulares asociada a la re-cristalización durante el almacenamiento. Durante el envejecimiento, el contenido húmedo de la corteza va aumentando como resultado de la migración hacia fuera desde su interior.

¹² <http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

Se ha comprobado que calentar el pan a temperaturas cercanas a los 60°C hace que se pueda revertir el proceso de dureza en el pan. Esto ocurre debido a que las moléculas retenidas en la estructura de los glóbulos de almidón se liberan y además los geles de las amilosas vuelven a ser tiernas de nuevo. Se aconseja para evitar el endurecimiento del pan que si se va a consumir en uno o dos días se almacene en una panera o en una simple bolsa de papel ya que mantiene la humedad perfectamente. Si se va a consumir el pan en más de dos días se aconseja meterlo en una bolsa de plástico y congelarlo por completo. Almacenar en la nevera tan sólo si se va a recalentar antes de ser ingerido (como por ejemplo las tostadas).

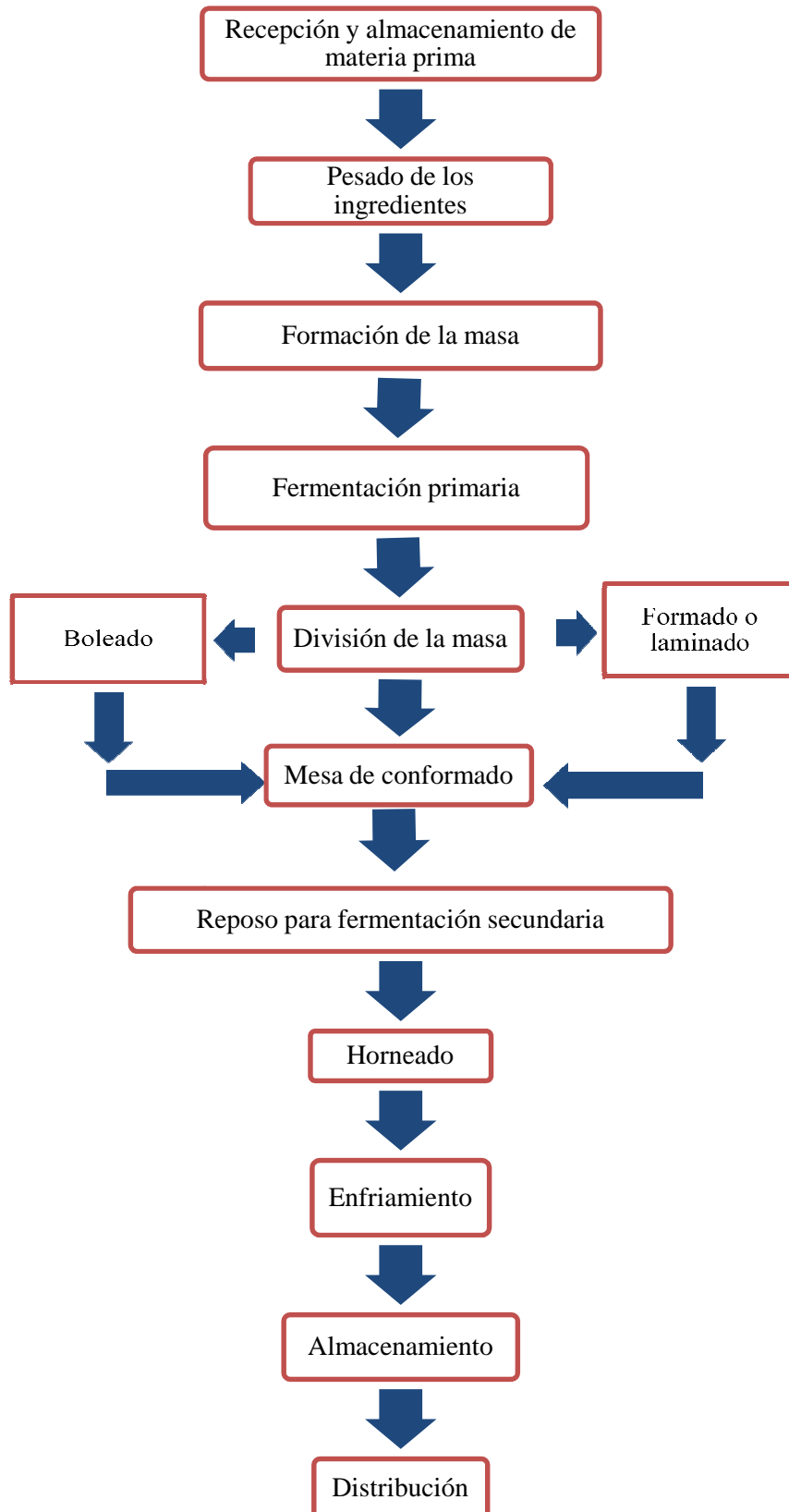


Figura 2.12. Almacenamiento

2.3 Proceso de producción de *Sal & Dulce*

Un proceso de producción es un sistema de acciones que se encuentran interrelacionadas de forma dinámica y que se orientan a la transformación de ciertos elementos. De esta manera, los elementos de entrada pasan a ser elementos de salida, tras un proceso en el que se incrementa su valor.

En el siguiente esquema se especifica el proceso de producción a seguir en la empresa “*Sal & Dulce*”.



CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA PANIFICACIÓN

3.1 Línea de producción

Las líneas de producción, elemento fundamental en muchos sistemas productivos, están compuestas por un conjunto finito de estaciones de trabajo y de tareas, que tienen asignado un tiempo de proceso, y un conjunto de relaciones de precedencias, que especifican el orden de proceso permitido de las tareas.

Bajo estas consideraciones, se requiere resolver simultáneamente dos subproblemas: uno, seleccionar la maquinaria en la que se ejecutaran las tareas y dos, diseño de la línea de producción. Todo ello bajo las restricciones de espacio típicas de este tipo de problemas.

3.2 Selección

Para el proceso de producción descrita en el capítulo II se requiere seleccionar maquinaria que cumpla con los siguientes factores: Capacidad para 25 lb, tipo de masa, asepsia, post venta.

3.2.1 Báscula¹³

Dentro del proceso de panificación, la medición de peso como la harina y otros ingredientes es muy importante para realizar una correcta mezcla y obtener un producto final de excelente calidad; consecuentemente es necesario realizar una correcta selección de la báscula apropiada para nuestro caso.

Primero debemos saber que las mismas son artefactos, en su mayoría electrónicos, y mecánicos que se utilizan en distintos sitios con el objetivo de determinar el peso de un objeto determinado, o una sustancia. No existen diferencias entre los términos básculas y balanzas, ambas son catalogadas como instrumentos de precisión, lo que indica que deben usarse con cuidado, siguiendo siempre las recomendaciones que se encuentran apuntadas en sus correspondientes prospectos.

¹³ <http://www.abcpedia.com/basculas-balanzas/>

Toda balanza debe ser calibrada antes de ser utilizada, y este trabajo debe hacerse en donde vaya a ser utilizada, esto ocurre debido a que existen diferencias en las fuerzas de gravedad en distintas partes del mundo. Dicha calibración debe realizarse por comparación de patrones o estándares de masa que fueron definidos de forma internacional, nos referimos a las unidades de medida (kilogramo, libra, etc.).

El mundo de las básculas y balanzas se divide en dos grandes grupos: el grupo de balanzas electrónicas y el del tipo mecánicas, las primeras poseen un sensor (denominado celda de carga) que va variando su resistencia a medida que aumenta o disminuye el peso.

Por último, dentro del universo de básculas y balanzas, nos quedan las de tipo mecánicas, las mismas son tan o más confiables que las electrónicas, y aun hoy en día, siguen siendo un elemento fundamental dentro del mercado de la compra y venta de bienes. Y aunque las balanzas electrónicas sean el último invento, las mecánicas no han desaparecido del mercado, por el contrario, han sido perfeccionadas.

Su mayor ventaja radica en su mantenimiento, es mucho menor que el de una báscula electrónica, no necesitan ser calibradas ni verificadas periódicamente, esto hace que todavía muchos negocios opten por una de ellas.

Así pues luego del análisis realizado de los distintos tipos de balanzas y tomando en cuenta la aplicación en la que se va a utilizar el equipo así como sus prestaciones la opción más lógica es seleccionar una balanza mecánica cuyo rango de medición sea de por lo menos el doble de la capacidad de la línea panificadora, tomando en cuenta un crecimiento en la capacidad de producción impuesta para nuestro caso.

Capacidad de Selección = 2 x Capacidad de Producción

Capacidad de Selección = 2x25 lb

Capacidad de Selección = 50lb

En base a la necesidad y al análisis hecho se selecciona una balanza mecánica la cual se la encuentra en diversos centros comerciales del país.

Tabla 3.1. DATOS TÉCNICOS DE LA BALANZA MECÁNICA

DETALLE	CANT	V. UNIT	V. TOT.
Balanza mecánica ➤ Modelo SPR ➤ Capacidad máxima 20kg ➤ Pintada con plato redondo de acero inoxidable	1	15.25	15.25(USD)

**Figura 3.1. Báscula mecánica**

3.2.2 Amasadora¹⁴

El amasado es una etapa clave y decisoria en la calidad del pan. En esta etapa influirá tanto el tipo de amasadora como la velocidad, la duración y la capacidad de ocupación de la misma. Durante este proceso, los componentes de la harina (almidón, proteínas, grasas, cenizas y enzimas), pierden su individualidad y, junto con sus demás ingredientes, van a dotar a la masa de unas características plásticas (fuerza y equilibrio).

Las proteínas insolubles (gliadinas y gluteninas) en contacto con el agua se hinchan, éstas se agrupan formando el gluten al mismo tiempo que se envuelven con el almidón; El vaivén de la amasadora va proporcionando una fina película que se ve favorecida con la grasa de la harina y con los emulsionantes presentes en los mejorantes.

La oxidación que se produce en la masa por el contacto directo con el oxígeno del aire variará dependiendo de la intensidad del amasado, del tipo de amasadora, así como del volumen de ocupación de la masa sobre la cazuela de la amasadora.

Por lo tanto, podemos decir, que el desarrollo de la masa estará condicionado tanto por la formación del gluten como por el grado de exposición de la masa al oxígeno

¹⁴ <http://www.franciscotejero.com/tecnica/amasado/las%20amasadora.htm>

del aire. De tal forma, que cuando se acelera la oxidación y el desarrollo mecánico, disminuye el tiempo de amasado y, por el contrario, cuando el amasado es corto y la oxidación baja, habrá que dotar a la masa de mayor reposo para que adquiera mejores características plásticas.


No obstante, debemos tener en cuenta que también es posible, por medio de un amasado rápido, conseguir enseguida la formación de gluten y una escasa oxidación. Este hecho ocurre en las amasadoras de alta velocidad, en las que, si bien la masa está bien desarrollada, presenta una falta de fuerza, que es posible paliar con la adicción de una mayor proporción de ácido ascórbico, un período mayor de reposo o aumentando ligeramente la temperatura del amasado.

Dentro de esta etapa clave que es el amasado, van a jugar un papel muy importante, no solamente las amasadoras, sino también el recalentamiento de la masa, ya que estará condicionado por la velocidad y el tiempo.




La temperatura irá aumentando gradualmente a medida que aumente el tiempo de amasado.

A continuación se describen los tipos de amasadoras existentes en el mercado.

Tabla 3.2. TIPOS DE AMASADORAS¹⁵

TIPOS	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>AMASADORA DE ESPIRAL</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Escaso volumen de la máquina. ➤ Amasado rápido. Permite hacer masas grandes y pequeñas. ➤ Fácil descarga al invertir el sentido de la cazuela. ➤ Precisión en el tiempo de amasado. ➤ Adecuada para el pan precocido. ➤ Adecuada para el entablado automático de barras. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Recalentamiento de la masa. ➤ Poca fuerza. ➤ Baja oxidación ➤ Disponer siempre de agua fría e incluso en verano de hielo. ➤ No es adecuada para las masas duras.

¹⁵ <http://www.franciscotejero.com/tecnica/amasado/las%20amasadora.htm>

<p>AMASADORA DE BRAZOS</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No recalienta la masa. ➤ Poco derrame de harina al inicio. ➤ Fácil manejo para trabajadores no iniciados. ➤ Apta para masas blandas y bollería. ➤ Reduce el tiempo de fermentación. ➤ Se adapta bien tanto a masas duras. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Velocidad lenta. ➤ Demasiada fuerza del amasado. ➤ Mucha oxidación. ➤ Panes voluminosos. ➤ En masas blandas hay que añadir parte del agua poco a poco para reducir el tiempo de amasado. ➤ Hay que incorporar la levadura al final como ablandador de masa.
<p>AMASADORA DE EJE OBLICUO</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No recalienta la masa. ➤ Flexibilidad de corrección de las condiciones del amasado por la utilización del freno. ➤ Bajo recalentamiento. ➤ Se adapta bien tanto a masas duras como blandas. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mucho volumen de la máquina. ➤ No permite masas grandes porque derrama parte de la harina. ➤ Hay que prestar mucha atención al amasado. ➤ No apta para trabajadores no iniciados.
<p>AMASADORA HORIZONTAL TIPO Z</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Posee dos velocidades y batea volcable. ➤ Posee tablero de comando y de potencia de la máquina para acceder a la manutención de la misma. ➤ Está equipado por temporizadores para marcha rápida y lenta. ➤ Control de tiempo del amasado. ➤ Posee botonera para subir y bajar la batea de acuerdo a la necesidad. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mucho volumen de la máquina. ➤ Necesita de una cimentación para minimizar las vibraciones.
<p>REDONDA A HORQUILLA</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Ideal para productores artesanales. ➤ Bajo recalentamiento. ➤ Permite hacer masas grandes y pequeñas 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Ruidosa ya que funciona por transmisión de engranajes. ➤ Su construcción no es de acero inoxidable totalmente.

De los tipos de amasadoras que se muestran en el análisis anterior se selecciona una amasadora en espiral ya que no ocupa mucho espacio, permite grandes volúmenes de masa, permite un amasado rápido lo que aumenta el gluten de la masa a costillas de que se recaliente la masa, la siguiente proforma de este tipo de amasadora fue consultada en la empresa INOX ubicada en la ciudad de Riobamba ya que resultó ser la

más conveniente en varios aspectos como son precio, mantenimiento, repuestos y por encontrarse en la misma ciudad que se instalará la panadería SAL&DULCE.

Tabla 3.3. DATOS DE LA AMASADORA SELECCIONADA

DETALLE	CANT	V. UNIT	V. TOT.
Amasadora en Espiral ➤ Con bowl de acero inoxidable, 220V/60Hz ➤ Sistema de seguridad en la tapa ➤ Capacidad del Bowl 35 L. Capacidad de masa lista 12Kg. ➤ Marca: Hardman	1	1358.00	1358(USD)



Figura 3.2. Amasadora espiral





3.2.3 Divisora

Dentro de la calidad del producto es muy importante la igualdad en el fruto final por lo que es elemental utilizar un equipo que permita dividir la masa en una forma equitativa función que es elemental del equipo, además de ahorrar tiempo en el proceso de producción, consecuentemente es necesario analizar los tipos más comunes de divisoras y poder realizar una correcta selección tomando en cuenta aspectos técnicos así como económicos a continuación se muestran algunos tipos de divisoras.

Tabla 3.4. TIPOS DE DIVISORAS¹⁶

TIPOS	VENTAJAS	DESVENTAJAS
DIVISORA HIDRÁULICA MODELO DIVA 20 REDONDA (dhro20)	➤ Capacidad máxima en la cuba 20kg. ➤ Ausencia de moho garantizando una mejor higiene. ➤ Ganancia de tiempo durante las operaciones de limpieza.	➤ Es una máquina voluminosa. ➤ No se recomienda para la producción artesanal. ➤ Se utiliza solo para producción de panes de gran voluminosidad.

¹⁶<http://archiexpo.es/fabricante-arquitectura-design-panaderias-formadoras-divisoras-revanadoras-993/portador-masa-2056.html>.

	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Sistema de subido automático de las cuchillas. ➤ La cuba puede ser rectangular o cuadrada. ➤ 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Se tiene que importar.
<p style="text-align: center;">MÁQUINA DIVISORA VOLUMÉTRICA</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Máquina con pistón de bronce. ➤ Cuchilla de acero inoxidable, sistema de lubricación distribuido en seis puntos. ➤ Cubiertas de protección de acero inoxidable. ➤ Producción de 900 piezas por hora. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Es una máquina un poco voluminosa. ➤ Se tiene que importar. ➤ No vienen para frecuencia de 60Hz.
<p style="text-align: center;">DIVISORA DE MASA CON BASE</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Estructura de fundición y acero. ➤ Cuchillas de acero inoxidable de alta calidad 304L para su mayor resistencia al trabajo. ➤ Cazuela inoxidable. ➤ Ideal para la pequeña industria. ➤ Ocupa poco espacio para su instalación. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ No está construida en su totalidad en acero inoxidable. ➤ Es de uso manual.
<p style="text-align: center;">DIVISORA BOLOEADORA</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Se pueden hacer panecillos pastones y pizzas. ➤ De fácil uso, no se necesita capacitar de una manera exhaustiva al personal encargado de su manipulación. ➤ Limpieza y mantenimiento fácil. ➤ Ocupa poco espacio para su instalación. ➤ Ideal para la producción de pequeña, mediana industria. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Se tiene que importar. ➤ Su costo es elevado. ➤ Su construcción no es en su totalidad de acero inoxidable.

Conociendo los tipos de divisoras descritas en la tabla 3.4 y en base a la descripción de varias proformas se selecciona una divisora manual importada por la empresa INOX, que se encuentra ubicada en la ciudad de Riobamba, la cual se responsabiliza por su garantía en caso de cualquier desperfecto de la misma, ya que las divisoras que se encuentran en venta dentro del país resultan no ser beneficiosas por su elevado costo.

Tabla 3.5. DATOS DE LA DIVISORA SELECCIONADA

DETALLE	CANT	V. UNIT	V. TOT.
Divisora de Masa ➤ Procedencia : Colombiana ➤ Tamaño: 36 porciones, manual ➤ Estructura de aluminio, cuchillas de acero inoxidable	1	696.43	696.43(USD)

**Figura 3.3.** Divisora seleccionada





3.2.4 Boleadora

Se trata de una operación que en ocasiones se practica después del peso y que consiste en enrollar la masa dividida para darle una forma esférica.

Esta operación se realiza casi siempre cuando se utiliza material de peso electrónico o semiautomático, y se efectúa mediante un aparato llamado "formadoras de bolas o boleadoras", intercalada entre la pesadora y la cámara de reposo.

La razón por la que el panadero tradicionalmente puede desear "embolar" los pedazos de pasta es debida especialmente por la obtención de una masa blanda o sin fuerza. Otra razón es que la masa cuando sale de la divisora tiene una forma desgarrada, y al bolearla se consiguen tres cosas: darle fuerza, ordenar el gluten y conseguir una pieza mejor formada.

Tabla 3.6. TIPOS DE BOLEADORAS¹⁷

TIPOS	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>BOLEADORA CÓNICA</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Controla el tiempo de boleado. ➤ Tiene la ventaja de decidir en qué tramo del cono va a caer la masa. ➤ Ideal para producción a gran escala. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mucho volumen de la máquina. ➤ Elevado costo ➤ Gran volumen de la maquina
<p>BOLEADORA DE MASA PROFESIONAL AS/8</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Redondea porciones desde 80g a un máximo de 180g. ➤ Trabaja 900 porciones por hora. ➤ Funcionamiento simple. ➤ Fácil apertura para inspección y limpieza. ➤ Volumen reducido. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elevado costo ➤ Se tiene que importar.
<p>BOLEADORA DE MASA DE USO PROFESIONAL DOYON</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elabora porciones de masa desde una onza hasta 45 onzas (29gr hasta 1300gr). ➤ Es fácilmente desmontable sin necesidad de herramientas. ➤ Construida en su totalidad en acero inoxidable. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Costo elevado. ➤ Requiere ser importada. ➤ Requerimiento de repuestos demorosos por su importación.
<p>BOLEADORA SEMI-AUTOMÁTICA MOD. MSRS30A</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Trabaja con cualquier tipo de masa ➤ Piezas redondeadas uniformemente ➤ Posee lubricación automática ➤ Fácil de limpiar 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Se tiene que importar. ➤ Su construcción no es en su totalidad de acero inoxidable.

De los tipos de boleadoras que se muestran en la tabla 3.6 se selecciona una boleadora semiautomática modelo MSRS30A, en el país la mayoría de proveedoras la importan ya que su construcción no resulta beneficiosa por su costo, la importación se la hará por medio de la empresa INOX ubicada en la ciudad de Riobamba ya que se responsabiliza por cualquier desperfecto de la máquina durante su período de garantía, esta máquina cumple con las siguientes especificaciones técnicas.

¹⁷ http://www.adeucarpi.com.ec/IMAGES/boleadora_conica.jpg

Tabla 3.7. DATOS DE LA BOLEADORA SELECCIONADA


DETALLE	CANT	V. UNIT	V. TOT.
Boleadora de Masa <ul style="list-style-type: none"> ➤ Norma de CE ➤ Redondea porciones de diverso peso ➤ Trabaja con cualquier tipo de masa ➤ Posee lubricación automática ➤ Fácil limpieza 	1	12 350	12 350(USD)

**Figura 3.4.** Boleadora seleccionada

3.2.5 Horno¹⁸

El horneado de la masa es la etapa final la cual debe realizarse de la mejor manera, los hornos se clasifican en estáticos y rotativos, para lo cual se seleccionará uno de los siguientes hornos que se muestran a continuación:

Tabla 3.8. TIPOS DE HORNOS

TIPOS	VENTAJAS	DESVENTAJAS
HORNOS ROTATIVOS 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tiene una cabina de cocción redonda para facilitar la circulación de aire. ➤ Su vapor es inyectado lo que otorga una mayor calidad y cantidad. ➤ Posee un exclusivo sistema de recuperación de calor para evitar la caída de la temperatura entre carro y carro. ➤ Está totalmente construido en acero inoxidable anti-magnético. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Se necesita capacitar al personal antes de ponerlo en funcionamiento. ➤ Se debe esperar unos minutos luego de la cocción para evitar accidentes.

¹⁸ http://www.ecuahornos.com/hornos_giratorios.pdf

<p>HORNO ROTATIVO CON CÁMARA DE LEUDO</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Posee cámara de leudo incorporada. ➤ Viene con gradilleros incluido. ➤ Panel de control para un mejor uso del usuario. ➤ Está disponible tanto en fabricación nacional como extranjera. ➤ Capacidad de producción para 12 latas. ➤ Costo atractivo para el sistema combinado frente a la alternativa de equipos individuales. ➤ Posee un sistema de inyección de vapor para mejorar la calidad del pan y para determinados productos como el pan baguette. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Es un horno voluminoso.
<p>HORNO ESTÁTICO TURBO A GAS</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Fabricado totalmente en acero inoxidable. ➤ Posee un sistema de ventilación interna que sirve para que circule el aire caliente. ➤ Posee un sistema de apagado automático de la turbina cuando se termina el tiempo de cocción del pan. ➤ Ideal para la pequeña industria. ➤ Posee sistema de inyección de vapor. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Muy voluminoso. ➤ Se debe tener mucho cuidado en momento de colocar las bandejas para evitar desplazamiento del horno.

De los hornos que se describieron anteriormente y en base a las proformas se selecciona un horno rotativo de la empresa ECUAHORNOS localizada en la ciudad de Quito con el cual viene incluido:

- 2 coches
- 20 bandejas planas
- Cámara de leudo
- Generador de vapor instantáneo al interior de la cámara de cocción

Característica del horno rotativo:

Tabla 3.9. DATOS DEL HORNO SELECCIONADO

DETALLE	CANT	V. UNIT	V. TOT.
<p>Horno de Convección</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Controles y accesorios importados de la más alta calidad. ➤ Sus gradilleros reciben latas de 45x65 cm. ➤ Intercambiador de calor, diseñado para uso continuo bajo las más exigentes situaciones de trabajo y tiempo. 	1	6 825	6 825(USD)

<ul style="list-style-type: none"> ➤ Fácil instalación, sin base o rampa especial. ➤ Puerta para trabajo pesado con ventana panorámica. ➤ Horneado uniforme. ➤ Estructura sólida y estable, hecho totalmente en acero inoxidable. ➤ Paredes exteriores e interiores en acero inoxidable. ➤ Temporizador que controla el tiempo de vapor. ➤ Pirómetro que controla la temperatura. ➤ Temporizador que controla el tiempo de cocción de 45x65. 			
--	--	--	--

Tabla 3.10. MEDIDAS DEL HORNO SELECCIONADO

MEDIDAS DE HORNO DE 10 latas	
ALTO	205cm
FONDO	160cm
FRENTE	170cm



Figura 3.5. Horno con cámara de leudo

3.2.6 Mesa de conformado

Se selecciona una mesa de trabajo que contiene zonas especialmente destinadas a albergar determinado tipo de componentes de pequeño o mediano volumen (Ver Figura 3.5). Dichas zonas son láminas de tamaño estándar donde encajaran bandejas, cucharas tazas y el producto a elabora (Masa de pan, pizza, hojaldre, etc.).



Figura 3.6. Mesa de trabajo

La proforma siguiente de la mesa de trabajo fue proporcionada por la empresa INOX ubicada en la ciudad de Riobamba ya que resultó ser la más conveniente por encontrarse en la misma ciudad que se instalará la panadería SAL&DULCE.

Tabla 3.11. DATOS DE LA MESA DE TRABAJO SELECCIONADA

DETALLE	CANT	V. UNIT	V. TOT.
Mesas de Trabajo En acero inoxidable AISI 304, de 1.5mm Medidas: 140 x 70 x 85 (cm)	1	401.79	401.79

3.3 Diseño de la línea de producción

3.3.1 Parámetros de diseño de la línea de producción.

Para definir los parámetros de diseño en la generación de propuestas de la línea de trabajo se han tenido en cuenta una serie fundamental de criterios:

Criterios Antropométricos: estudio de las dimensiones físicas y humanas y sus variaciones.

Criterios Biomecánicos: estudio de las personas en su relación con el trabajo, cuando se encuentran en posición estática y de movimiento o dinámica.

Siguiendo los criterios mencionados se han fijado la siguiente serie de parámetros:

- El operario debe trabajar de pie con objeto de incrementar su producción.
- La disposición de la línea debe dar una respuesta adecuada para la situación más desfavorable.
- Las maquinas deben estar dispuestos y con la mayor eficiencia posible (en todo momento al alcance del operador por medio de movimientos naturales).
- Los elementos más voluminosos deben disponerse al alcance del operador en cantidades adecuadas para facilitar su manipulación y minimizar los tiempos.
- Las instalaciones deben permitir en lo posible la máxima flexibilidad de los puestos de trabajo para permitir el mejor ajuste posible a las disponibilidades de personal.

3.3.2 Esquema de la línea de producción

De acuerdo al proceso señalado en el flujograma (ver sección 2.3) y considerando las limitaciones del espacio disponible, la distribución en planta es la siguiente:

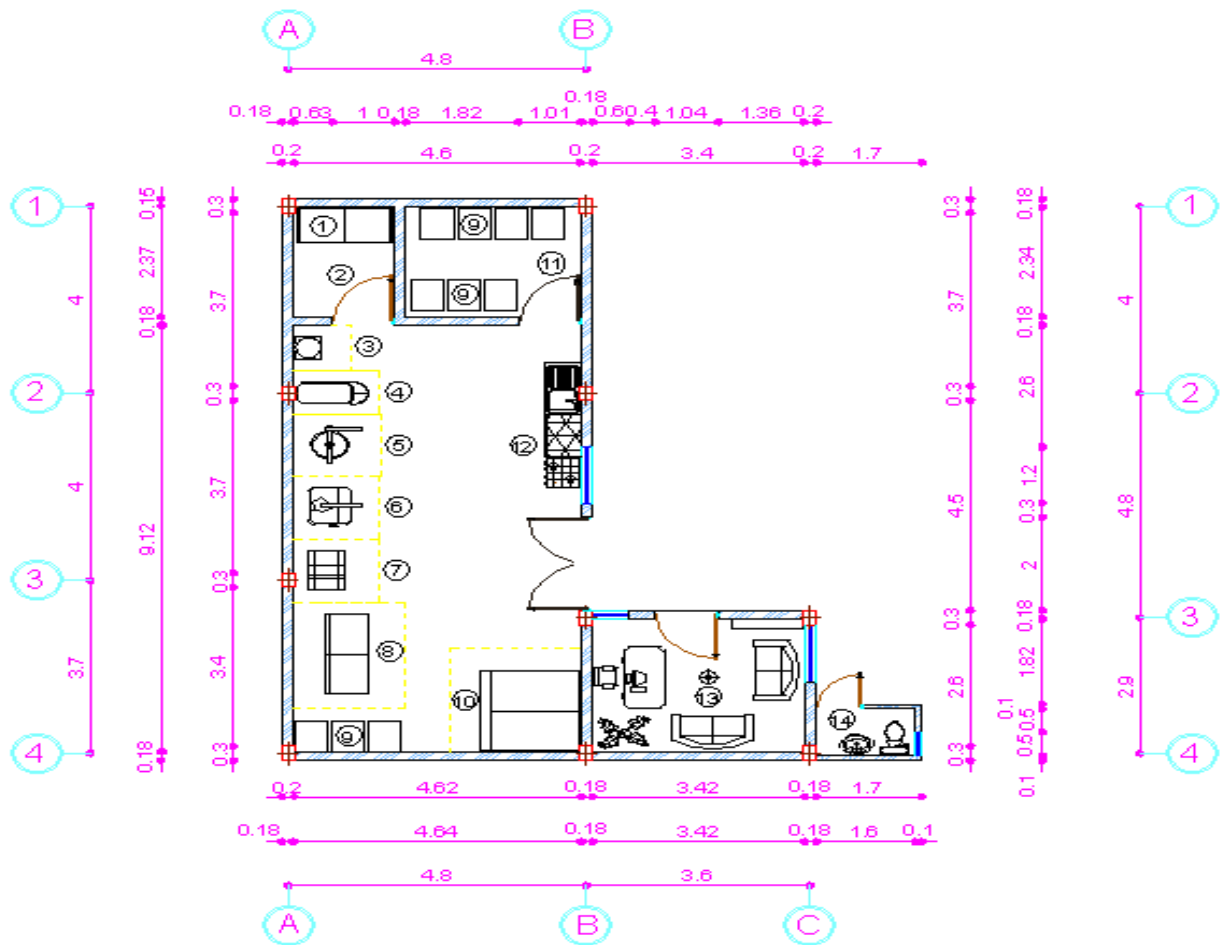


Figura 3.7. Distribución del equipo de la panadería

Tabla 3.12. POSICIÓN DE LA MAQUINARIA SELECCIONADA

1	Pallets
2	Bodega
3	Balanza
4	Amasadora
5	Divisora
6	Boleadora
7	Laminadora
8	Mesas de trabajo
9	Gradilleros
10	Horno con cámara de leudo
11	Cuarto frio
12	Cocina, mesa y lavabo
13	Oficina
14	Sanitario

Siguiendo este diseño las necesidades de espacio en planta no son elevadas, teniendo presente que las necesidades de almacenamiento intermedio se verían notablemente reducidas.

Las condiciones de visibilidad e iluminación de los operarios siguiendo esta disposición son óptimas evitándose situaciones claustrofóbicas.

Por otra parte todos los movimientos de los operarios para acceder a las maquinarias quedan dentro de los rangos naturales de movilidad.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE LA LAMINADORA

4.1 Parámetros de diseño

La empresa “Sal & Dulce” requiere que la laminadora funcione bajo las siguientes condiciones y cumpla con las dimensiones especificadas.

- La altura del plano de trabajo debe estar entre 0.90 y 1 m del nivel de piso terminado (NPT).
- La longitud total debe estar entre 500 a 600 mm.
- El ancho puede llegar hasta 1000 mm.
- Debe laminar masa de hojaldre (Masa sin levadura).
- Los espesores de la masa laminada deben ser de 2 mm a 15 mm.
- Fácil manejo.

4.1.1 Capacidad de producción

Capacidad de laminar hasta 5 Kg. de masa por ciclo, un ciclo equivale a pasar una vez la masa por los rodillos laminadores.

Sal & Dulce fue dividida en estaciones de trabajo y etapas, con el fin de particularizar las actividades a realizar, para el buen funcionamiento de ésta misma, desde el acomodo de la masa, en la plataforma, para ser laminada, hasta la última pasada por los rodillos laminadores de dicha masa (dependiendo del producto que se quiera hacer).

La primera acción que se realiza en el proceso de laminación, es la colocación de la masa y enharinado de la misma, dicha acción es a cargo del operador.

El operador pone a correr los rodillos por medio de una botonera de encendido y apagado. El operario empuja la masa y la hace pasar por dos rodillos laminadores que giran y se encuentran en el centro de la máquina, para regular su espaciamento por medio de un eje excéntrico la cual va dando el espesor de laminación.

Después de salir la masa de los rodillos es recibida por una bandeja de acero inoxidable, si es necesario, se reduce el espacio entre los rodillos laminadores para ajustar el espesor de laminación, éste ajuste dependerá del producto que se esté elaborando.

Una vez terminado el proceso de laminación, se procederá a retirar la masa ya laminada por completo y la maquina estará lista para volver iniciar el proceso de laminación de otra masa.

4.1.2 Determinación de la densidad de la masa de hojaldre

El ensayo experimental, para determinar la densidad de la masa de hojaldre se lo realizo en el laboratorio de física en la cual se utilizo un recipiente graduado y una balanza de precisión, esto con la finalidad de obtener datos más exactos los mismos que se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. PESO DE LA MASA DE HOJALDRE

$[P_{\text{probeta.}} + P_{\text{masa}}](\text{g})$	$P_{\text{probeta}} (\text{g})$	$P_{\text{masa}} (\text{g})$
72.11	27.86	44.25
60.93	27.86	33.07
52.05	27.86	24.19
40.81	27.86	12.95

Para obtener el peso de la masa se utiliza la siguiente expresión matemática:

$$\text{Peso de la masa} = [(P_{\text{probeta.}} + P_{\text{masa}}) - P_{\text{probeta}}]$$

Y para calcular la densidad:

$$\delta = \frac{m}{v} \quad (4.1)$$

Tabla 4.2. DENSIDAD DE LA MASA DE HOJALDRE

$P_{\text{masa}} (\text{g})$	Volumen de masa [ml]	Densidad de la masa [kg/m^3]
44.25	40	1106.25
33.07	30	1102.33
24.19	20	1209.5
12.95	10	1250
	Valor Promedio	1167.02

Para transformar las unidades de g/ml a Kg/m^3 se utiliza la siguiente deducción.

$$\delta = \frac{m}{v} * \left(\frac{\text{g}}{\text{ml}}\right) \left[* \frac{1\text{kg}}{1000\text{g}} * \frac{1\text{ml}}{0.001\text{l}} * \frac{1000\text{l}}{1\text{m}^3} \right] = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

En base a los datos tomados en el laboratorio y diversos cálculos se obtiene el valor de la densidad de la masa de hojaldre.

$$\delta = 1167.02 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

4.1.3 Determinación del coeficiente de fricción entre la masa y los rodillos

El coeficiente de fricción se lo obtuvo mediante una experimentación para la cual se tomaron tres muestras de masa, un tubo de acero inoxidable, y un plano.



Figura 4.1. Plano inclinado para determinar el coeficiente de rodadura

El experimento consiste en colocar la masa sobre un plano que en primera instancia se encuentra horizontal, sobre la masa se coloca el tubo, luego que está preparado los elemento se comienza a levantar el plano de un extremo hasta que el cilindro comienza a rodar, en este momento con la ayuda de un graduador se toma el ángulo de inclinación del plano cuyos valores se detallan a continuación.

Tabla 4.3. COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO

Paso	Angulo (θ)	$\text{tg}(\theta) = \mu$
1	20	0.3639
2	21	0.3839
3	18	0.3249
4	19	0.3443
	Promedio	0.3543

Del experimento se tiene que $\mu=0.3543$

4.1.4 Determinación del esfuerzo para deformar la masa a 2 mm de espesor

Se toma una muestra de masa (Masa de hojaldre), se coloca la masa entre dos superficies de área conocida, con la ayuda de la maquina universal se aplica una fuerza hasta que la masa llegue a tener el espesor deseado y por último se calcula el esfuerzo cuyos datos se muestran en la tabla 4.4.



Figura 4.2. Masa deformada con máquina universal

Para calcular el esfuerzo se utiliza la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.2)$$

Se realizan 3 pruebas de las cuales se saca un esfuerzo promedio

Tabla 4.4. ESFUERZO PARA DEFORMAR LA MASA DE HOJALDRE

Prueba	Área (mm ²)	Fuerza (kg)	Esfuerzo (kg/mm ²)
1	9118	43	0.00472
2	25600	122	0.00477
3	36100	173	0.00479
		Promedio	0.00476

El esfuerzo que se requiere para deformar la masa es:

$$\sigma = 0.00476 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 0.476 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

4.1.5 Determinación de la velocidad tangencial de laminado

La velocidad a la que debe correr la masa por los rodillos (V_t): se obtiene del siguiente cálculo.

Con un rodillo manual de 85 mm de diámetro se coloca una marca sobre su superficie y se lamina una masa tomando en cuenta que la masa no se deforme ni gire con los rodillos, como se muestra en la figura 4.3, desplazando el rodillo desde una posición 1 hasta una posición 2 y obteniendo, con el uso de un cronómetro y un flexómetro los tiempos y las distancias indicadas en la tabla 4.5.

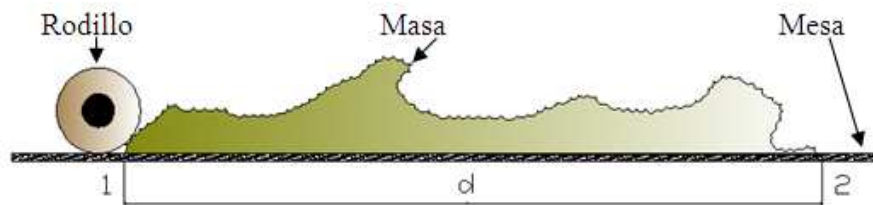


Figura 4.3. Velocidad de amasado

Tabla 4.5. DATOS PARA LA VELOCIDAD DE AMASADO

Distancia (mm)	Tiempo (s)	Velocidad (mm/s)
819	2.1	390
612	1.8	340
528	1.6	330
684	1.9	360

Sabiendo que la velocidad lineal media de una partícula que se desplaza sobre una superficie plana, en éste caso la marca en la superficie del rodillo se calcula con la siguiente ecuación:

$$V=d / t \text{ en mm/s} \quad (4.3)$$

Dónde:

d = Es la distancia recorrida por la marca en milímetros (mm)

t= Es el tiempo en segundos (s) que tardo en recorrer dicha distancia.

De lo anterior podemos calcular la velocidad lineal promedio de la marca en la superficie del rodillo manual (V_m) de la siguiente manera:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4}{4} = \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$v_m = \frac{(390 + 340 + 330 + 360) * \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{4}$$

$$v_m = 355 * \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

V_m es la velocidad que tomaremos como la velocidad a la que debe trasladarse la masa por los rodillos laminadores.

4.1.6 Posición de los ejes para el laminado

La posición de los rodillos para realizar el trabajo de laminado se lo puede realizar en base a las figuras que se presentaran a continuación pero cada una de ellas tiene su contra para lo cual se seleccionara la posición más adecuada.

4.1.6.1 Análisis para la colocación de los rodillos verticalmente

Al realizar un análisis del comportamiento de la masa y los rodillos en el laminado se observa que el operario debe empujar la masa hasta que pase los rodillos caso contrario la masa se regresaría por su propio peso.

En el momento que sale la masa ya laminada rodara junto con el rodillo hasta un punto en el que se separen, durante este recorrido la masa puede sufrir algún daño (dañado del laminado).

En base a dicho análisis se descarta la colocación de los rodillos de esta forma.

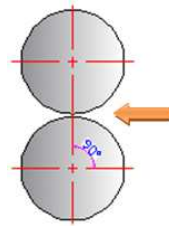


Figura 4.4. Opción 1 de laminado

4.1.6.2 Análisis para la colocación de los rodillos horizontalmente

Al realizar un análisis del comportamiento de la masa y los rodillos en el laminado se observa que el operario debe alzar la masa y soltarla caso contrario el operario puede sufrir algún accidente, pero si se suelta una gran cantidad se puede producir un bloqueo de los rodillos.

En el momento que sale la masa, el operario no la mira con claridad ya que sale por debajo de los rodillos.

En base a dicho análisis se descarta la colocación de los rodillos de esta forma.

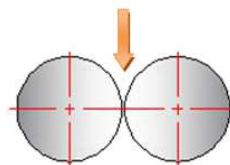


Figura 4.5. Opción 2 de laminado

4.1.6.3 Análisis para la colocación de los rodillos a cierta inclinación

Si comparamos y analizamos respecto a los otros dos casos, la masa no se regresa, el giro de la masa laminada junto con el rodillo es mínimo, no se alza la masa, se empuja hasta cierto punto y por último se mira la masa en el momento que sale ya laminada.

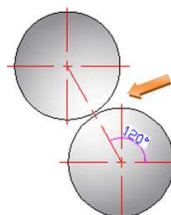


Figura 4.6. Opción 3 de laminado

El ángulo de inclinación se lo realiza en base a recomendaciones de laminación que se encuentra en un intervalo de 18° a 30°.

4.2 Dimensionamiento de rodillo móvil

Para obtener una separación se procederá a dimensionar un rodillo compuesto por:

- Eje excéntrica
- Rodamientos
- Buje derecho
- Buje izquierdo
- Barra perforada

4.2.1 Eje excéntrico

4.2.2 Selección del material para el eje excéntrico

El eje que se utilizara para realizar la apertura resistirá cargas de flexión que en este caso son las más críticas, para eso se ha concluido utilizar un acero comercial 709 AISI 4140 que tiene las siguientes propiedades (Ver anexo 2).

$$S_{ut}=102\text{kpsi}$$

$$S_y=90\text{kpsi}$$

Nótese que el eje excéntrico en ningún momento tendrá contacto con el producto a elaborar.

4.2.2.1 Diseño del mecanismo para la apertura de los rodillos

Debido que se desea un mecanismo para lograr una apertura de 15mm como máximo se opta por un diseño de un eje excéntrico el cual se lo muestra en la figura 4.7.

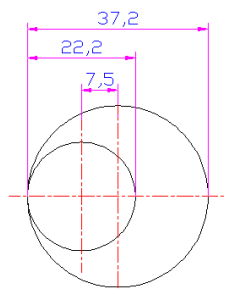


Figura 4.7. Diseño del eje excéntrico

Como se observa en la figura 4.7 se requiere un eje de 37.2mm de diámetro en el cual se mecaniza un eje con una excentricidad de 7.5mm y de diámetro de 22.2mm, logrando la apertura deseada la cual se muestra en la figura 4.8.

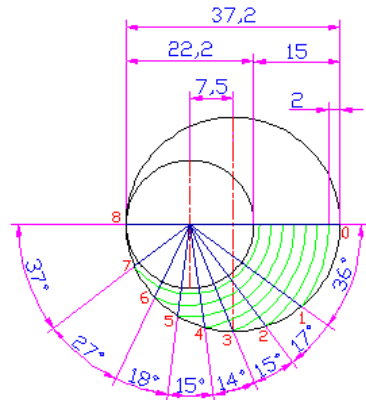


Figura 4.8. Posiciones del eje excéntrico

En el momento que el eje excéntrico este en sus respectivos apoyos y mediante un volante se haga girar el mecanismo en sentido anti horario se observa en primera instancia que si rota 36° se va obtener una separación de 2mm y así sucesivamente se irá obteniendo la separación deseada en torno al ángulo de giro, los demás valores se presentan en la tabla 4.6

Tabla 4.6. SEPARACIÓN DE LOS RODILLOS

Posición	Espacio (mm)	Ángulo (grados)
0	0	0
1	2	36
2	4	53
3	6	68
4	8	82
5	10	97
6	12	115
7	14	142
8	15	180

La figura 4.9 muestra una curva de cómo se va comportando la apertura de los rodillos con relación al ángulo de rotación del eje excéntrico.

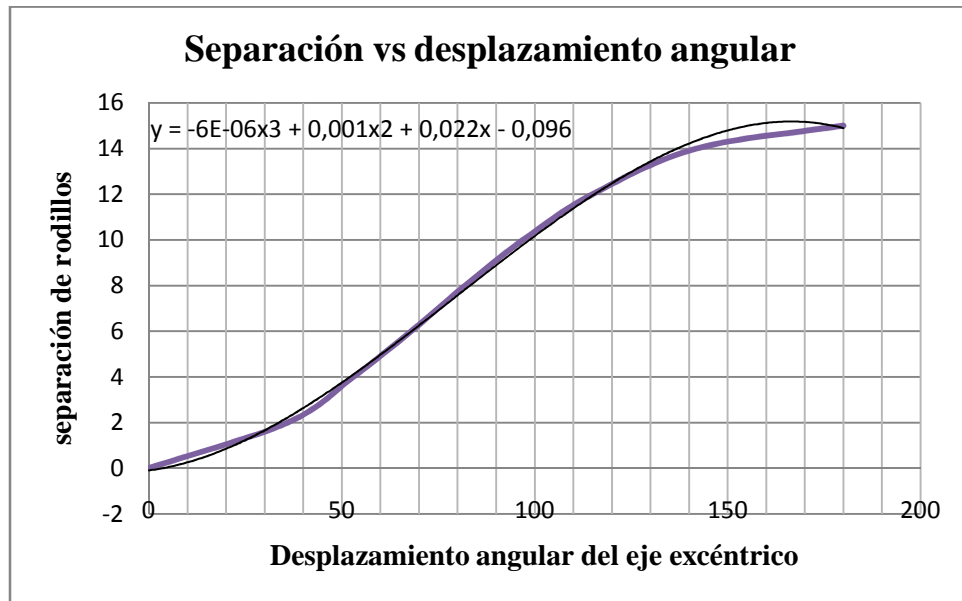


Figura 4.9. Relación de desplazamiento vs separación de los rodillos

4.2.3 Bujes

Se elige un material de acero de transmisión AISI 1018 tomando en cuenta que el producto a elaborar no estará en contacto con el buje ni con la barra excéntrica ya que se colocara rodamientos de bolas.

4.2.4 Barra perforada

Como conveniencia y debido a que es un material comercial se toma una barra perforada de acero inoxidable 304-L (ver Anexo 1) que tiene un diámetro nominal de 4" (Diámetro exterior 114.3mm y diámetro interior 102.26mm), esta barra se la utiliza para los dos rodillos por cuanto es la que estará en contacto con la masa y por medio de la cual se transmite el movimiento mediante una transmisión [1].

4.3 Cálculo de la velocidad angular

En base al diámetro de la barra perforada seleccionada se calcula la velocidad angular la cual se utiliza más adelante, para esto se utiliza la ecuación siguiente [2]:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (4.4)$$

Donde:

ω = velocidad angular

v = velocidad lineal (ver sección 4.1.5)

r = Radio del rodillo (ver plano 6)

Al observar la ecuación se dice que la velocidad angular está en función de la velocidad lineal y del radio, como la velocidad lineal es un valor constante, la velocidad angular variara en base al radio.

$$\omega = \frac{355 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{57.15 \text{mm}}$$

$$\omega = 6.2117 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

O también:

$$w = 59.3176 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

4.4 Cálculo de las fuerzas radiales que ejercen los rodillos para realizar el laminado

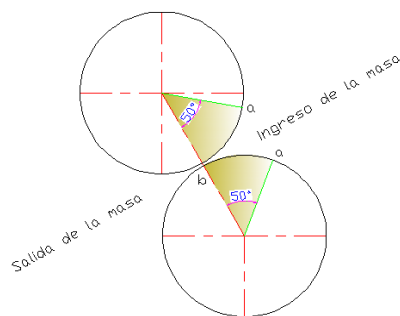


Figura 4.10. Entrada y Salida de la masa

Para realizar el cálculo de la fuerza radial se utiliza la siguiente expresión matemática [3].

$$\int_a^b df = \sigma * \int_c^d dA \quad (4.5)$$

Debido a que el valor del σ calculado experimentalmente es el que se requiere para deformar la masa hasta un espesor de 2 mm con superficies planas pero para el cálculo de la fuerza que ejercen los rodillos los cuales tienen una superficie de contacto circular se aplica una ecuación integral debido a que la fuerza en un cierto punto será similar a la del experimento mientras que a un determinado ángulo la fuerza disminuirá, como se observa en la figura 4.10 en el punto b la fuerza es máxima mientras que en el punto a la fuerza se aproxima a cero.

$$\int_0^{F_r} df = \sigma * \int_{\theta}^{\theta_1} dA$$

Como:

$$A = \theta * r * L \quad (4.6)$$

Donde:

$\theta = \text{Ángulo } (50^\circ = \pi/3.6)$

$r = \text{Radio de rodillo (sección 4.2.1)}$

$L = \text{longitud de contacto del rodillo (520mm Plano numero 6)}$

$\sigma = \text{Esfuerzo (sección 4.1.4)}$

Remplazando la ecuación 4.5 en la ecuación 4.4 se tiene:

$$\int_0^{F_r} df = \sigma * \int_0^{\frac{\pi}{3.6}} d(\theta * r * L)$$

Sacando las constantes de la integral se tiene:

$$\int_0^{F_r} df = \sigma * r * L \int_0^{\frac{\pi}{3.6}} d\theta$$

Integrando:

$$F_r - 0 = \sigma * r * L * \left(\frac{\pi}{3.6} - 0\right)$$

$$F_r = 0.00476 \frac{Kg}{mm^2} * 57.15mm * 520mm * \left(\frac{\pi}{3.6}\right)$$

$$F_r = 123.445Kg$$

$F_r = \text{Fuerza radial que ejercen los rodillos para aplastar la masa.}$

4.5 Cálculo de la fuerza tangencial que ejerce el rodillo móvil

$$F_t = u * F_r \quad [4] \quad (4.7)$$

Dónde:

$F_t = \text{Fuerza tangencial}$

$u = \text{Coeficiente de rozamiento (sección 4.1.3)}$

F_r = Fuerza radial (sección 4.4)

$$F_t = 0.364 * 123.445kg$$

$$F_t = 44.934kg$$

4.6 Cálculo de la potencia de trabajo en el eje

Para el cálculo de la potencia se utiliza la siguiente ecuación.

$$P = T * \omega \quad (4.8)$$

Donde:

P= Potencia

T= Torque

ω = Velocidad angular (sección 4.3)

Cálculo del torque:

$$T = F_t * r \quad (4.9)$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial (sección 4.5)

r= radio de rodillo (sección 4.2.1)

Remplazando valores en ecuación 4.9 se tiene:

$$T = 44.934kg * 57.15mm$$

$$T = 2567.978kgmm$$

Remplazando los respectivos valores en la ecuación 4.8 se tiene:

$$P = 2567.978kgmm * 6.2117 \frac{rad}{s} * \frac{Hp}{76\,027.21 * \frac{kgmm}{s}}$$

$$P = 0.2098Hp$$

P = potencia que ejerce un rodillo

Para obtener el valor de la potencia requerida se multiplica el valor de P por dos debido a que en el laminado se lo realiza con dos rodillos.

Potencia requerida para la realización del laminado

$$P_r = 2 * P$$

$$P_r = 2 * 0.2098 \text{ Hp}$$

$$P_r = 0.419 \text{ Hp}$$

4.7 Selección de los elementos para realizar el movimiento

Los elementos que se seleccionan deben proporcionar los siguientes requerimientos:

$$W = 60 \text{ rpm}$$

$P_r = 0.419 \text{ Hp}$ (Potencia que se necesita en los ejes, sin tomar en cuenta las pérdidas debido a los componentes que realizan el movimiento).

En base a los datos de requerimiento se opta por seleccionar los siguientes componentes:

- Motoreductor y
- Una transmisión por cadena – catalinas

4.7.1 Selección del motoreductor

El motor está acoplado al reductor de velocidad con pernos lo cual forman un solo cuerpo y la selección se la realiza de forma individual.

Para seleccionar el motor se debe conocer la potencia que se requiere por lo que se selecciona en primer lugar un reductor Marca Haitec Tipo NMRV050 $i=60$ el cual tiene un rendimiento de 59%. (Ver anexo 3).

Para calcular la potencia del motor también se requiere el rendimiento de la transmisión por cadena que está en un rango de 98-99%. (Ver anexo 4).

4.7.1.1 Cálculo de la potencia para la selección del motor

$$P_e = \frac{P_s}{n_c * n_r} \quad (4.10)$$

Donde:

P_e = Potencia de entrada

P_s = Potencia de salida (sección 4.6)

n_c = Rendimiento por cadena (sección 4.7.1)

n_r = Rendimiento del reductor (sección 4.7.1)

Remplazando los datos en la ecuación 4.10 se tiene la potencia para realizar el trabajo de laminado:

$$P_e = \frac{0.419\text{Hp}}{0.59 * 0.98}$$

$$P_e = 0.725\text{Hp}$$

4.7.1.2 Selección del motor

Debido a que se tiene un reductor con una relación de transmisión de 60(sección 4.7.1), se requiere una velocidad angular de 60rpm (sección 4.3) para realizar el laminado y cuya relación de transmisión es de 1:1 se calcula la velocidad que debe obtener el motor.

Cálculo de la velocidad angular del motor requerido

$$\omega_1 = i * \omega_2$$

$$\omega_1 = 60 * 60\text{rpm} = 3600\text{RPM}$$

En base a los datos obtenidos mediante cálculo se selecciona un motor eléctrico de la compañía “METALCORTE”, marca “EBERLE” con los siguientes datos de placa (Ver anexo 5)

Tabla 4.7. DATOS DE PLACA DE MOTOR SELECCIONADO

Modelo	BK 71 B2/SM
Frecuencia	60Hz
Potencia	3/4HP
RPM	3600
Voltaje	110/220
Amperaje	8.4/4.2

4.7.1.3 Características del eje para el reductor seleccionado

Las características geométricas son las siguientes [Anexo 6].

Tabla 4.8. DATOS DEL EJE DE REDUCTOR SELECCIONADO

Reductor	D	B	B1	G1	L	L1	f	b1	t1
050	25h6	50	53.5	92	153	199	M10	8	28

Todas las medidas del eje están en mm

4.7.2 Selección de la transmisión

En base al diseño estructural se coloca al motor debajo de la bandeja de ingreso de la masa a ser laminada, por tal motivo se mira la necesidad de utilizar una transmisión de cadena y catalina, con esta transmisión se evita que exista pérdida de potencia ya que no se producirá patinaje, como lo que se puede producir con una transmisión por banda y polea.

Debido a que la velocidad que se necesita en los rodillos es igual a la que proporciona el reductor la relación de transmisión es de 1:1.

4.7.2.1 Potencia de diseño corregida

Para la corrección de la potencia y en base a la maquina que se encuentra dentro de la clase B se tiene un factor de servicio de 1.3 (ver anexo 7).

$$DHP = HP \times F_s \quad (4.11)$$

Donde:

DHP = Potencia de diseño corregida

HP = Potencia a la salida del reductor

F_s = factor de servicio

➤ Cálculo de la potencia a la salida del reductor

$$P_r = \frac{P_s}{n_c} \quad (4.12)$$

Donde:

P_r = Potencia a la salida del reductor

P_s = Potencia de salida (sección 4.6)

n_c = Rendimiento por cadena (sección 4.7.1)

$$P_e = \frac{0.419Hp}{0.98}$$

$$P_e = 0.428Hp$$

Remplazando valores en ecuación 4.11 se tiene:

$$DHP = 0.428hp \times 1.3 = 0.56HP$$

4.7.2.2 Determinación del número de la cadena y tamaño de la catalina motriz.

Con la potencia corregida (DHP) y las rpm de la catalina motriz (N1), determinamos el número de la cadena, el tamaño de la catalina motriz, el tipo de lubricación que se debe emplear y también el máximo diámetro del agujero (con chavetero) que se puede tener en dicha catalina (ver anexo 8).

4.7.2.2.1 Característica de la catalina conductora

- Catalina Conductora 50B19H
- Número de dientes (Z1) = 19
- Diámetro máximo del agujero = 2 plg.
- Tipo A de lubricación: por aplicación manual con brocha
- Lubricante recomendado: TRICO 100

Como se tiene una relación de transmisión de 1:1 las otras dos catalinas conducidas de ambos rodillos para laminación tendrán las mismas características que la catalina conductora.

También se utiliza una catalina para tensar la cadena

4.7.2.2.2 Característica de la catalina loca o tensora

- Catalina Conductora 50B11H
- Número de dientes (Z1) = 11.
- Tipo A de lubricación: por aplicación manual con brocha.
- Lubricante recomendado: TRICO 100

4.7.2.3 Cálculo de la fuerza que ejerce la cadena

$$F_c = \frac{H_p * 33000}{\vec{v}} \quad (4.13)$$

Donde:

H_p = Potencia a la salida del reductor (sección 4.7.2.1)

v = Velocidad lineal de cadena

F_c = Fuerza de cadena

➤ Cálculo de la velocidad lineal de la cadena

$$\vec{v} = \frac{Z * p * n}{12} \left[\frac{ft}{min} \right] \quad (4.14)$$

Donde:

v = Velocidad lineal de cadena

z = Numero de dientes de la catalina motriz (sección 4.7.2.2.1)

p = Paso en función del número de cadena (Ver anexo 9)

n = Numero de revoluciones (sección 4.3)

Remplazando valores en ecuación 4.14 se tiene la velocidad lineal de la cadena y remplazando valores en la ecuación 4.13 se tiene la fuerza que ejerce la cadena.

$$\vec{v} = \frac{19 * \left(\frac{5}{8}\right) * 60}{12} = 59.375 \left[\frac{ft}{min} \right]$$

$$F_c = \frac{0.428 * 33000}{59.375} = 245.94lbf = 111.202kgf$$

➤ Cálculo de la fuerza de trabajo de la cadena [F_T]

$$F_T = F_c(1.7)$$

$$F_T = 111.202lbf * (1.7) = 189.04kgf$$

➤ Cálculo de la longitud de la cadena

La longitud de la cadena número 50 no se puede calcula debido a que la trasmisión es compleja, debido a este inconveniente se utiliza SolidWorks del cual se obtiene una longitud aproximada de 1122mm que equivale a 44.17in, con este valor se procede a calcular el número de eslabones:

$$N = \frac{L}{p}$$

Donde:

N= Número de eslabones

L=Longitud de cadena (44.17in)

P= Paso ($p=5/8$ ver anexo 9)

$$N = \frac{44.17}{5/8} = 70.67 \text{ eslabones}$$

En función del número de eslabones de la cadena calculados se aconseja que termine en un número par, ya que los eslabones desmontables complementarios ó de enlace resultan más resistentes por tal motivo se utiliza 70 eslabones.

4.8 Cálculo de las reacciones que actúan en los rodamientos

Para realizar el cálculo respectivo de las reacciones primero se tuvo que calcular las cargas que actúan en el rodillo que se muestran a continuación.

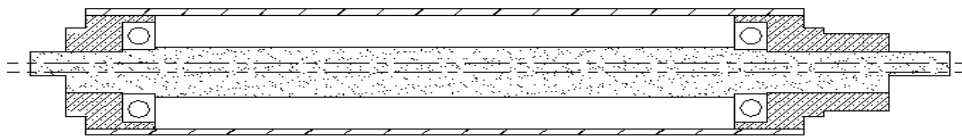


Figura 4.11. Rodillo superior

4.8.1 Cálculos del volumen de entrada de la masa entre los rodillos

Para este cálculo se utilizará el método de las áreas planas, los rodillos tendrán un ángulo de entrada de 50° .

➤ **Para un espesor de 15mm.**

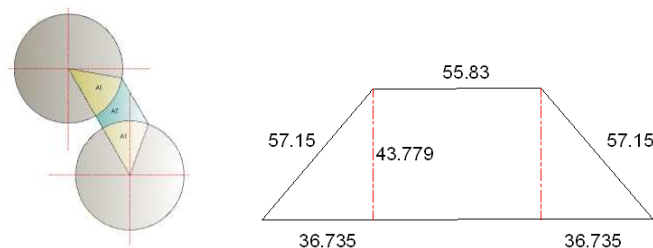


Figura 4.12. Sección para el cálculo del volumen de entrada de masa a la máxima apertura

- **Cálculo del área de ingreso de la masa para un espesor de 15mm**

$$A_T = \frac{(B + b)}{2} * h - \frac{\pi * R^2 * \theta_1}{180} \quad (4.15)$$

Donde:

A_T = Área total de masa a laminar

B = Base mayor del trapecio (129.3mm valor de figura 4.12)

b = Base menor del trapecio (55.83mm valor de figura 4.12)

h = Altura del trapecio (43.779 valor de figura 4.12)

θ = Ángulo ($50^\circ = \pi/3.6$)

r = Radio de rodillo (sección 4.2.1)

$$A_T = \left[\left(\frac{129.3 + 55.83}{2} \right) * 43.779 - \frac{\pi * (57.15)^2 * 50}{180} \right] mm^2$$

$$A_T = (4052.403 - 2850.23) mm^2$$

$$A_T = 1202.173 mm^2$$

- **Cálculo del volumen de la masa que ingresa o los rodillos para un espesor de 15mm**

$$V = A_T * L \quad (4.16)$$

Donde:

A_T = Área total de masa a laminar (1202.173mm² cálculo de esta sección)

V = volumen de la masa a laminar

L = longitud de contacto del rodillo (520mm Plano numero 6)

$$V = 1202.173 mm^2 * 520 mm = 625120.0302 mm^3$$

$$V = 625.13 cm^3$$

- **Para un espesor de 2mm.**

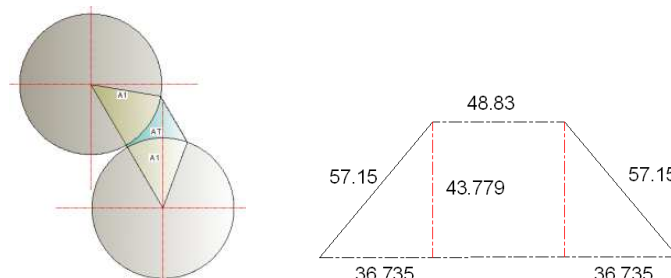


Figura 4.13. Sección para el cálculo del volumen de entrada de masa a la mínima apertura

- **Cálculo del área de ingreso de la masa para un espesor de 2mm**

$$A_T = \frac{(B + b)}{2} * h - \frac{\pi * R^2 * \theta_1}{180} \quad (4.17)$$

Donde:

A_T = Área total de masa a laminar

B = Base mayor del trapecio (116.3mm valor de figura 4.13)

b = Base menor del trapecio (48.33mm valor de figura 4.13)

h = Altura del trapecio (43.779 valor de figura 4.13)

θ = Ángulo ($50^\circ = \pi/3.6$)

r = Radio de rodillo (sección 4.2.1)

$$A_T = \left[\left(\frac{116.3 + 48.33}{2} \right) * 43.779 - \frac{\pi * (57.15)^2 * 50}{180} \right] mm^2$$

$$A_T = (3483 - 2850.23) mm^2$$

$$A_T = 633.046 mm^2$$

- **Cálculo del volumen de la masa que ingresa o los rodillos para un espesor de 2mm**

$$V = A_T * L \quad (4.18)$$

Donde:

A_T = Área total de masa a laminar (633.046mm² cálculo de esta sección)

V = volumen de la masa a laminar

L = longitud de contacto del rodillo (520mm Plano numero 6)

$$V = 633.046 mm^2 * 520 mm = 329183.9902 mm^3$$

$$V = 329.183 cm^3$$

4.8.1.1 Cálculo del peso de la masa a laminar

Para realizar el siguiente cálculo se despeja de la ecuación 4.1 la masa, la cual queda de la siguiente manera.

$$m = \delta * V$$

➤ **Cálculo del peso de la masa para 15mm de separación entre los rodillos.**

Donde:

δ = Densidad de la masa (sección 4.1.2)

v = Volumen de la masa que entra a los rodillos (ver sección 4.8.1)

Remplazando en la ecuación despejada se tiene:

$$m = 1167.02 * 6.2513 \times 10^{-4} \left[\frac{kg}{m^3} * m^3 \right] = 0.729kg$$

➤ **Cálculo del peso de la masa para 2mm de separación entre los rodillos.**

Donde:

δ = Densidad de la masa (ver sección 4.1.2)

v = Volumen de la masa que entra a los rodillos (ver sección 4.8.1)

Remplazando en la ecuación despejada se tiene:

$$m = 1167.02 * 3.92183 \times 10^{-4} \left[\frac{kg}{m^3} * m^3 \right] = 0.45768kg$$

4.8.2 Cálculo del ángulo de abandono de la masa

Se calcula el ángulo en el punto que la masa se separa del rodillo para colocar el rascador inferior.

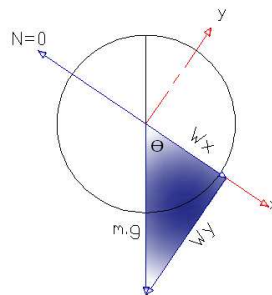


Figura 4.14. Ángulo de abandono de la masa

Descomposición de las fuerzas aplicadas en el plano XY [4]:

$$W_x = m * g * \cos \theta$$

$$W_y = m * g * \sin \theta$$

$$N = 0$$

Donde:

W_x = Peso en el eje X

m = Masa que gira por el rodillo inferior

g = Fuerza gravitacional (9810 mm/s²)

W_y = peso en el eje y

θ = Ángulo de abandono de la masa

➤ **Aplicando la segunda ley de Newton**

$$\sum F_x = m * a_c \tag{4.19}$$

Donde:

m = Masa que gira por el rodillo inferior

a_c = Aceleración centrípeta

➤ **Ecuación de la aceleración centrípeta**

$$a_c = \frac{v^2}{r} \tag{4.20}$$

Continuando con el desarrollo de la ecuación 4.19 se tiene:

$$W_x - N = m * a_c$$

Remplazando la ecuación 4.20 en la ecuación 4.19 se tiene:

$$m * g * \cos \theta = m * \frac{v^2}{r}$$

Las masas se eliminan y se despeja θ

$$\cos \theta = \frac{1}{g} * \frac{v^2}{r}$$

Y por ultimo remplazando valores se obtiene el ángulo en el cual la masa se separa del rodillo.

$$\cos \theta = \frac{1}{9810 \frac{mm}{s^2}} * \frac{(355 \frac{mm}{s})^2}{57.15mm}$$

$$\theta = 77.009^\circ$$

Para no deformar la masa se debe colocar el punto de contacto del rascador a 77°

4.8.3 Cálculo del peso de las partes que forman el rodillo superior

Es necesario el cálculo del peso de cada elemento que conforma el rodillo superior para mediante cálculos matemáticos comprobar si resiste el eje dimensionado en base al mecanismo de apertura.

4.8.3.1 Cálculo del peso del tubo de acero inoxidable¹⁹

Para calcular el peso se utiliza la ecuación 4.1 y se despeja quedando de la siguiente manera:

$$w = \delta * v$$

Donde:

w= Peso de la barra perforada

δ =Densidad del acero inoxidable 304-L ($\delta = 7.93 * 10^{-6} \frac{kg}{mm^3}$ ver anexo 10)

v= Volumen de la barra perforada

4.8.3.1.1 Ecuación del volumen de la barra perforada de acero inoxidable

$$v = \frac{\pi}{4} * L * (D^2 - d^2)$$

Donde:

D= Diámetro exterior de la barra perforada (sección 4.2.1)

¹⁹ www.acerospalmexico.com.mx/304.htm.

d= Diámetro interior de la barra perforada (sección 4.2.1)

L= Longitud de la barra perforada (520mm Plano numero 6)

4.8.3.1.2 Peso del tubo de acero inoxidable

$$w = 7.93 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} * \frac{\pi}{4} * 520\text{mm} * (114.3^2 - 102.26^2)\text{mm}^2$$

$$w = 9.0291\text{kgf}$$

4.8.3.1.3 Centro de gravedad del tubo de acero inoxidable

$$x=260\text{mm}$$

4.8.3.2 Cálculo del peso del buje izquierdo rodillo superior²⁰

Para calcular el peso se utiliza la ecuación 4.1 y se despeja quedando de la siguiente manera:

$$w = \delta * v$$

Donde:

w= Peso del buje izquierdo

δ = Densidad del acero SAE 1018 ($\delta = 7.9 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$ ver anexo 11)

v= Volumen del buje izquierdo

4.8.3.2.1 Ecuación del volumen del buje izquierdo R superior

$$v = \frac{\pi}{4} * \left(\sum L * D_b^2 - \sum L * d_b^2 \right)$$

Donde:

D_b = Diámetro exterior de los tramos del buje izquierdo R superior (ver plano 7)

d_b = Diámetro interior de los tramos del buje izquierdo R superior (Ver plano 7)

L= Longitud de tramos del buje izquierdo R superior (Ver plano 7)

²⁰ <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

4.8.3.2.2 Peso del buje izquierdo R superior

$$w = 7.9 * 10^{-6} * \frac{\pi}{4} * [(50 * 102.39^2 + 15 * 80^2) - (24 * 89.89^2 + 41 * 37.27^2)]$$

$$w = 2.3 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} * \text{mm} * \text{mm}^2 \right) = 2.3\text{kg}$$

4.8.3.2.3 Centro de gravedad del buje izquierdo R superior

$$\bar{x} = \frac{\sum A * x}{\sum A}$$

Donde:

A = Área de la vista (ver plano 7)

X = Distancia (ver plano 7)

$$x = \frac{(102.39 * 50 * 25) + (15 * 80 * 57.5)}{(102.39 * 50) + (15 * 80)}$$

$$x = 31.17\text{mm}$$

Este peso está ubicado de derecha a izquierda a una distancia de 31.17mm

4.8.3.3 Cálculo del peso del buje derecho R superior

Para calcular el peso se utiliza la ecuación 4.1 y se despeja quedando de la siguiente manera:

$$w = \delta * v$$

Donde:

w= Peso del buje derecho R superior

δ = Densidad del acero SAE 1018 ($\delta = 7.9 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$ ver anexo 11)

v= Volumen del buje izquierdo R superior

4.8.3.3.1 Ecuación del volumen del buje derecho R superior

$$v = \frac{\pi}{4} * \left(\sum L * D_b^2 - \sum L * d_b^2 \right)$$

Donde:

D_b = Diámetro exterior de los tramos del buje derecho R superior (Ver plano 7)

d_b = Diámetro interior de los tramos del buje derecho R superior (Ver plano 7)

L = Longitud de tramos del buje derecho R superior (Ver plano 7)

4.8.3.3.2 Peso del buje derecho R superior

$$w = 7.9 * 10^{-6} * \frac{\pi}{4} * [(50 * 102.39^2 + 15 * 80^2 + 47 * 70^2) - (24 * 89.89^2 - 88 * 37.27^2)]$$

$$w = 3.33 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} * \text{mm} * \text{mm}^2 \right) = 3.33 \text{kg}$$

4.8.3.3.3 Centro de gravedad del buje derecho R superior

$$x = \frac{\sum A * x}{\sum A}$$

Donde:

A = Área de la vista (ver plano 7)

X = Distancia (ver plano 7)

$$x = \frac{(102.39 * 50 * 25) + (15 * 80 * 57.5) + (47 * 70 * 88.5)}{(50 * 102.39 + 15 * 80 + 47 * 70)}$$

$$x = 50.8 \text{mm}$$

Este peso está ubicado de izquierda a derecha a una distancia de 50.8mm

4.8.4 Cargas que soporta la barra excéntrica.

Las cargas que se presenta en la figura 4.15 son las que va a soportar el eje excéntrico las cuales se las obtuvo en las secciones anteriores, para lo cual mediante cálculos se obtendrá las reacciones y se seleccionara los rodamientos.

- Carga en el punto A (ver sección 4.8.3.2)
- Carga en el punto D (ver sección 4.8.3.1 y sección 4.4)
- Carga en el punto E (ver sección 4.8.3.3)
- Carga en el punto F (ver sección 4.7.2.3)

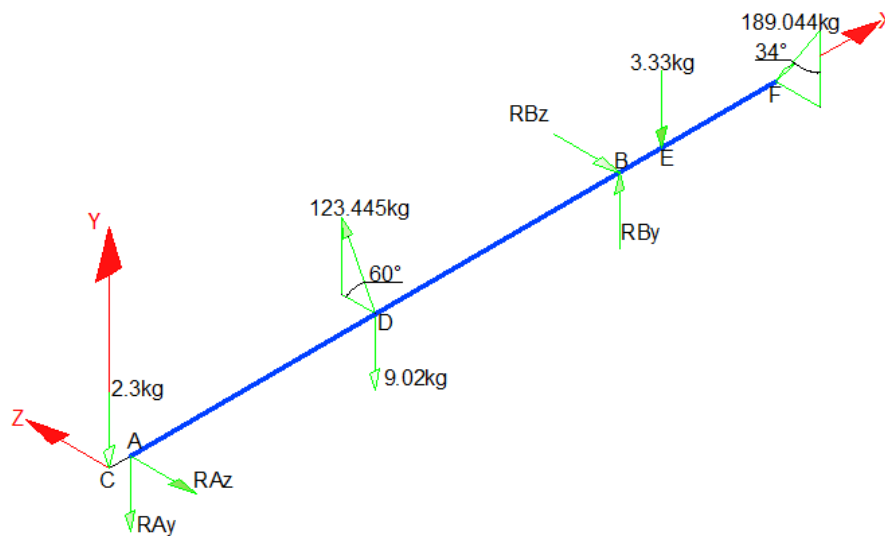


Figura 4.15. Fuerzas que actúan en los puntos A y B del eje excéntrico

4.8.4.1 Descomposición de fuerzas de la barra excéntrica

4.8.4.1.1 Descomposición de la fuerza para laminar - punto D en la barra excéntrica

$$F_{Dz} = F \cos(60^\circ) = 123.445 \cos(60^\circ)$$

$$F_{Dz} = 61.723 \text{kgf}$$

$$F_{Dy} = F \sin(60^\circ) = 123.445 \sin(60^\circ)$$

$$F_{Dy} = 106.91 \text{kgf}$$

4.8.4.1.2 Descomposición de la fuerza que ejerce la cadena punto F en la barra excéntrica

$$F_{Fz} = F_C \sin(34^\circ) = 189.044 \sin(34^\circ)$$

$$F_{Fz} = 105.71 \text{kgf}$$

$$F_{Fy} = F_C \cos(34^\circ) = 189.044 \cos(34^\circ)$$

$$F_{Fy} = 156.71 \text{kgf}$$

Para este diseño primero se procede a calcular las reacciones que se encuentran localizadas en los rodamientos intermedios (punto A y B), los mismos que más adelante serán verificados según los catálogos.

4.8.4.2 Cálculo de las reacciones para el eje excéntrico

4.8.4.2.1 Esquema en el plano XY del rodillo superior

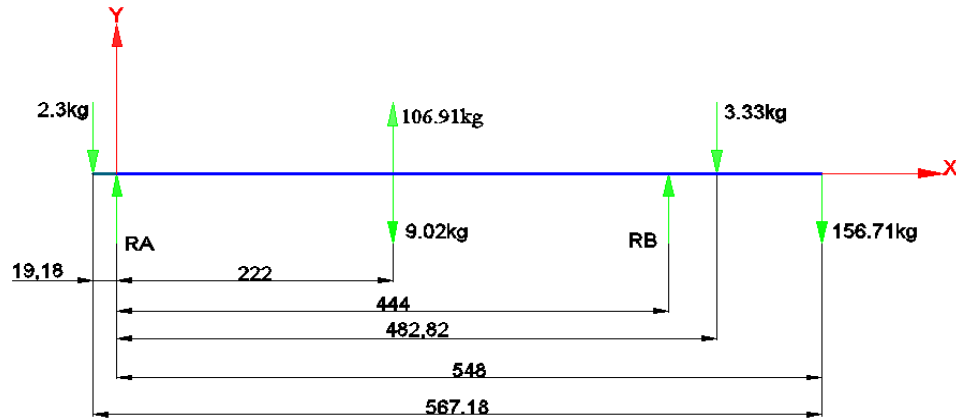


Figura 4.16. Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano xy (A y B)

➤ Cálculo de reacciones

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = - (2.3 * 19.18) + (9.02 * 222) - (106.91 * 222) + (3.33 * 482.82) - (R_B * 444) + (156.71 * 548) = 0$$

$$R_{XYB} = \uparrow 148\text{kgf}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-2.27 + R_A - 9.02 + 106.91 + 147.99 - 3.33 - 156.71 = 0$$

$$R_{XYA} = \downarrow 83.55\text{kgf}$$

4.8.4.2.2 Esquema en el plano XZ del rodillo superior

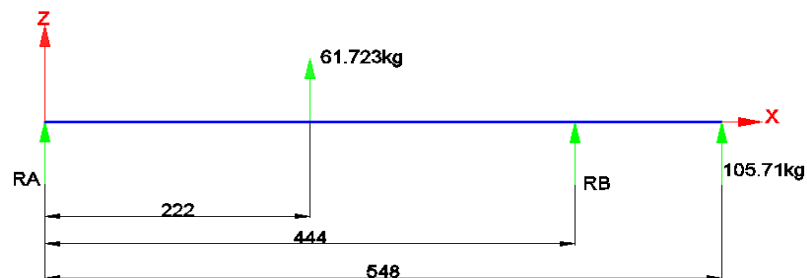


Figura 4.17. Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano xz (A y B)

➤ **Cálculo de reacciones**

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = -(61.723 * 222) - (R_B * 444) - (105.71 * 548) = 0$$

$$R_{xzB} = \downarrow 161.332\text{kgf}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$\sum F_Z = R_A + 61.723 - 161.332 + 105.71 = 0$$

$$R_{XZA} = \downarrow 6.101\text{kgf}$$

4.8.5 Selección de rodamientos intermedios del rodillo superior

Debido al mecanismo de apertura se requiere rodamiento que satisfagan las exigencias que se presentan en las medidas de los bujes (ver plano 7) y las medidas del eje excéntrico (ver plano 12) los cuales conforman el rodillo superior que girará a 60rpm.

Para dichas exigencias se dispone de rodamientos SKF-6308 (ver anexo 12) cuyas características se muestran en la tabla 4.9:

Tabla 4.9. DATOS DEL RODAMIENTO SKF-6308

d	40mm
D	90mm
e	23mm
r	2.5m
C	42.3KN
C _o	24KN

Donde:

d = Diámetro interno del rodamiento

D= Diámetro externo de rodamiento

r = Redondeado del rodamiento

e = Ancho del rodamiento

C = Capacidad de carga dinámica del rodamiento

C_o= Capacidad de carga estática del rodamiento

4.8.5.1 Selección del rodamiento A del rodillo superior [5]

Con las reacciones calculadas en la sección 4.8.4.2 se procede a seleccionar los rodamientos.

$$R_{xyA} = 83.55\text{kgf}$$

$$R_{xzA} = 6.101\text{kgf}$$

➤ Constantes f_n y f_l [5]

Si la máquina trabaja 4h diarias 300días al año, tenemos una vida 1200h, encontramos un factor de esfuerzo dinámico f_l de 1.34 (ver anexo 13).

Para una velocidad de 60RPM tenemos un factor de velocidad de giro f_n de 0.822 (ver anexo 13).

➤ Cálculo de la fuerza resultante en el punto A

$$F_r = \sqrt{(83.55^2 + 6.101^2)} = 83.77\text{kgf} = 0.822\text{KN}$$

Por lo tanto se tiene una carga radial de 0.822KN.

➤ Carga dinámica $P = X * F_r + Y * F_a$

Como no se tiene carga axial, y el factor radial x es 1 la expresión se reduce a:

$$P = F_r$$

$$P = 0.822\text{KN}$$

➤ Ecuación del factor de esfuerzo dinámico

$$f_l = \frac{C}{P} * f_n \tag{4.21}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica requerido

P = Carga dinámica equivalente

f_l = Factor de esfuerzo dinámico (ver sección 4.8.5.1.1)

f_n = Factor de velocidad de giro (ver sección 4.8.5.1.1)

Despejando de la ecuación 4.21 la capacidad de carga dinámica requerida y reemplazando valores se tiene:

$$C = \frac{f_l}{f_n} * P = \frac{1.34}{0.822} * 0.822\text{KN} = 1.34\text{KN}$$

$$C_{\text{req}} = 1.34\text{KN}$$

Por lo tanto el rodamiento seleccionado en base a las exigencias del mecanismo, resiste las cargas presente en el punto A debido a que C_{req} (calculado) $\leq C_{\text{disp}}$ (ver tabla 4.9)

➤ **Carga estática**

$$C_0 = f_s * P_0 \tag{4.22}$$

Donde:

C_0 = Capacidad de carga estática requerida

f_s = Factor de esfuerzos estáticos

P_0 = Carga estática equivalente

Para una exigencia normal tenemos un factor de esfuerzo estático f_s de 0.98 (ver anexo 13) y reemplazando valores en ecuación 4.22 se tiene:

$$C_0 = f_s * P_0 = 0.98 * 0.822 = 0.805\text{KN}.$$

$$C_{0\text{ req}} = 0.805\text{KN};$$

Por lo tanto $C_{0\text{ req}}$ (calculado) $\leq C_{0\text{ disp}}$ (ver tabla 4.9) de lo cual se concluye que el rodamiento SKF-6308 resiste las cargas que se generan en el laminado.

4.8.5.2 Rodamiento B del rodillo superior

Con las reacciones calculadas en la sección 4.8.4.2 se procede a seleccionar los rodamientos.

$$R_{xyB} = 148\text{kgf}$$

$$R_{xzB} = 161.332\text{kgf}$$

➤ **Constantes f_l y f_n**

Si la máquina trabaja 4h diarias 300días al año, tenemos una vida 1200h, encontramos un factor de esfuerzo dinámico f_l de 1.34 (ver anexo 13).

Para una velocidad de 60RPM tenemos un factor de velocidad de giro f_n de 0.822 (ver anexo 13).

➤ **Calculo de la fuerza resultante en el punto B**

$$f_r = \sqrt{(148^2 + 161.332^2)} = 218.93\text{kgf} = 2.15\text{KN}$$

➤ **Carga dinámica $P = X * F_r + Y * F_a$**

Como no se tiene carga axial, y el factor radial X_0 es 1 la expresión se reduce a:

$$P = f_r$$

$$P = 2.15\text{KN}$$

➤ **Ecuación del factor de esfuerzo dinámico**

Despejando de la ecuación 4.21 la capacidad de carga dinámica requerida y reemplazando valores se tiene:

$$C = \frac{f_l}{f_n} * P = \frac{1.34}{0.822} * 2.15\text{KN} = 3.5\text{KN}$$

$$C_{\text{req}} = 3.5\text{KN}$$

Por lo tanto el rodamiento seleccionado en base a las exigencias del mecanismo, resiste las cargas presente en el punto B debido a que C_{req} (calculado) $\leq C_{\text{disp}}$ (ver tabla 4.9)

➤ **Carga estática:**

Para calcular la carga estática se reemplaza los valores en la ecuación 4.22, tomando en cuenta que para una exigencia normal tenemos un factor de esfuerzo estático f_s de 0.98 (ver anexo 13)

$$C_0 = f_s * P_0 = 0.98 * 2.15 = 2.107\text{KN}$$

$$C_{0 \text{ req}} = 2.107\text{KN};$$

Por lo tanto $C_{0\text{ req}}(\text{calculado}) \leq C_{0\text{ disp}}$ (ver tabla 4.9) de lo cual se concluye que el rodamiento SKF-6308 resiste las cargas que se generan en el laminado.

4.8.5.3 Vida de los rodamientos.

La vida de los rodamientos se puede calcular mediante la siguiente ecuación [5].

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (4.23)$$

Donde:

L_{10h} = Vida nominal básica del rodamiento

C = Capacidad de carga dinámica (ver tabla 4.9)

P = Carga dinámica equivalente (ver sección 4.8.5.2)

n = velocidad de rotación del rodamiento (ver sección 4.3)

Se tomarán los valores máximos de C y P para este tipo de cálculo.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 60} * \left(\frac{42.3KN}{2.15KN}\right)^3 = 2\,115\,452,224 \text{ horas}$$

Si la máquina trabaja 4 horas al día se tendrá que cambiar los rodamientos cada 1 448 años, siempre y cuando cumplan las condiciones de lubricación e instalación.

4.9 Cálculo del factor de seguridad del eje excéntrico

Las cargas que se presenta en la figura 4.18 son las que va a soportar el eje excéntrico las cuales se las obtuvo en las secciones anteriores, para lo cual se verificara la barra excéntrica utilizando las teorías de falla.

- Carga en el punto A (ver sección 4.8.4.2)
- Carga en el punto B (ver sección 4.8.4.2)
- Carga en el punto D (ver peso de la barra excéntrica en plano 12)

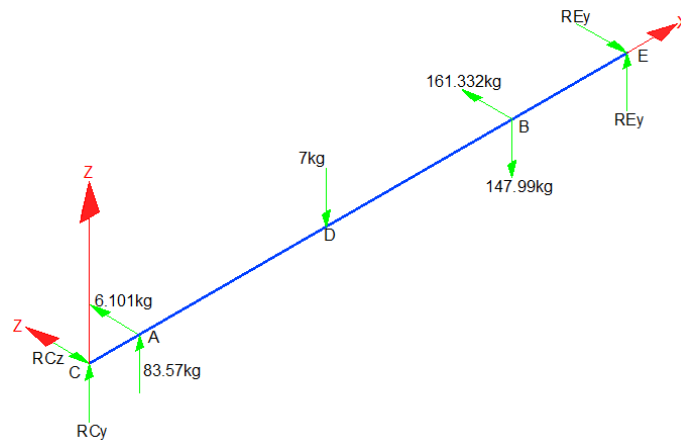


Figura 4.18. Descomposición de fuerzas que actúan en el eje excéntrico para diseño

4.9.1 Cálculo de reacciones del eje excéntrico

4.9.1.1 Plano XY del eje excéntrico

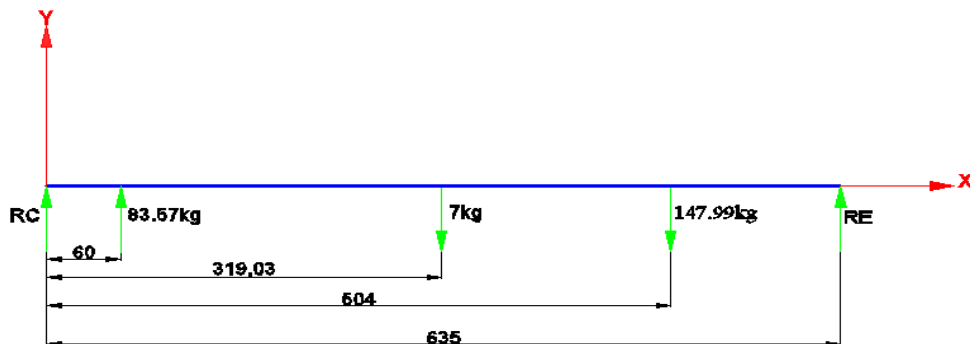


Figura 4.19. Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano xy para diseño

➤ Cálculo de reacciones en el plano xy

$$\sum M_C = 0$$

$$\sum M_C = -(83.57 * 60) + (7 * 319.026) + (147.99 * 504) - (635 * R_E) = 0$$

$$R_E = 113\text{kgf} \uparrow$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum F_Y = (R_C + 83.57 - 7 - 147.99 + 113)\text{kgf} = 0$$

$$R_C = -41.74\text{kgf} \downarrow$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortante**

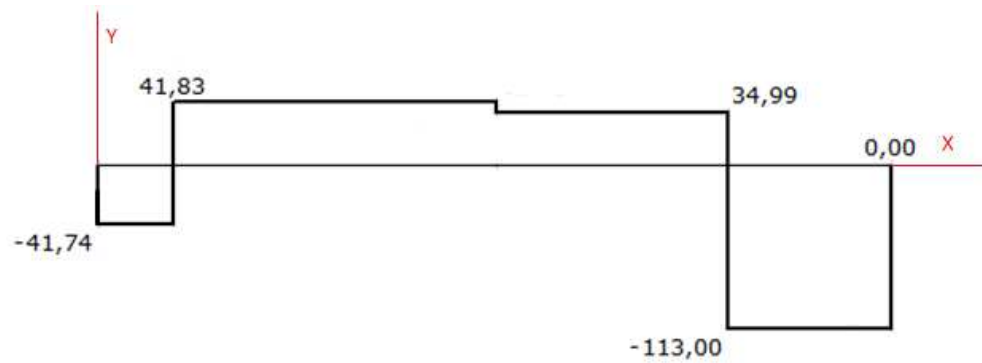


Figura 4.20. Diagrama de fuerza cortante, plano xy para diseño del eje excéntrico

➤ **Diagrama de momentos flector**

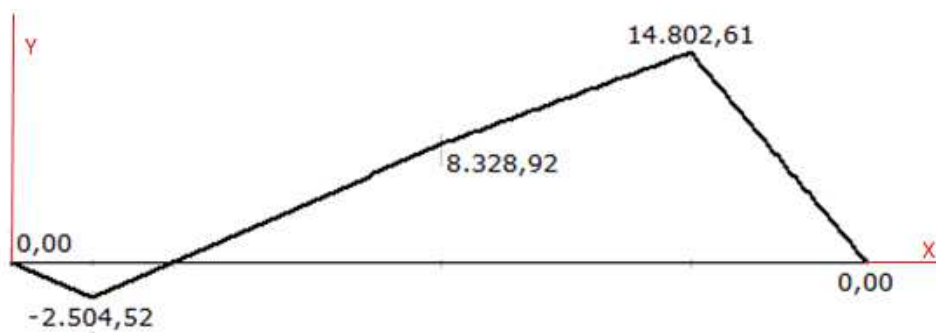


Figura 4.21. Diagrama de momento flector, plano xy para diseño del eje excéntrico

4.9.1.2 Plano XZ del eje excéntrico

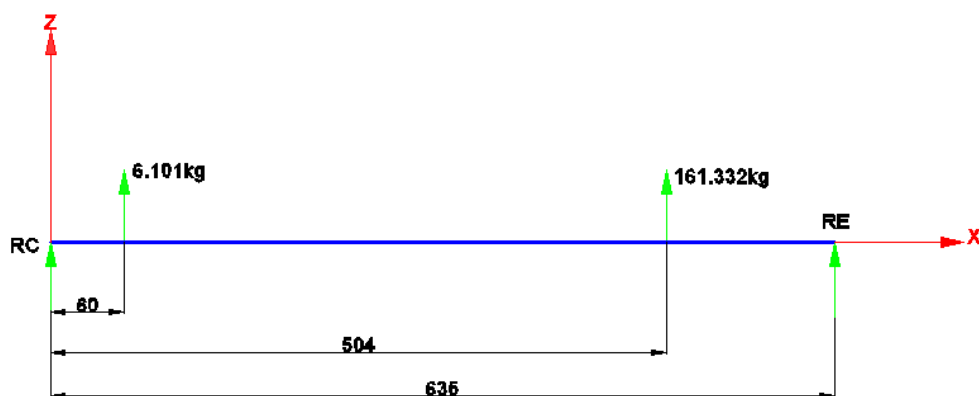


Figura 4.22. Diagrama del cuerpo libre del eje excéntrico en el plano xz para diseño

➤ **Cálculo de las reacciones en el plano xz**

$$\sum M_C = 0$$

$$\sum M_C = -(6.101 * 60) - (161.332 * 504) - (R_E * 635) = 0$$

$$R_E = -128.63 \text{kgf} \downarrow$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum F_Y = (R_C + 6.101 + 161.332 - 128.625) \text{kgf} = 0$$

$$R_C = -38.81 \text{kgf} \downarrow$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortante**



Figura 4.23. Diagrama de fuerza cortante, plano xz para diseño del eje excéntrico

➤ **Diagramas de momentos flector**

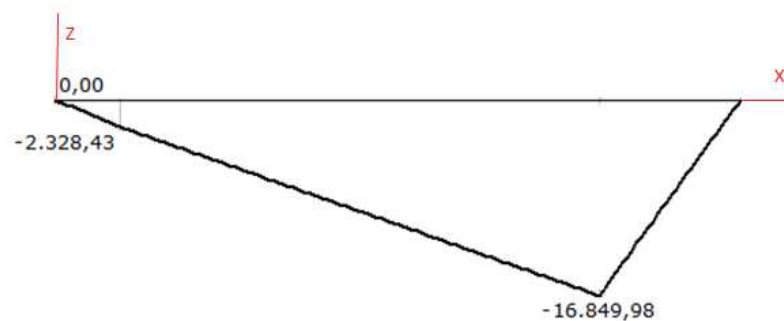


Figura 4.24. Diagrama de momento flector, plano xz para diseño del eje excéntrico

4.9.1.3 Cálculo de momento resultante en el punto más crítico

En base a los datos de la sección 4.9.1.1 se observa que el punto más crítico es B ya que presenta el máximo momento flector.

➤ Cálculo de momento flector resultante

$$M_R = \sqrt{(14802.61^2 + 16849.98^2)} = 22428.53[\text{kg} * \text{mm}]$$

4.9.1.4 Análisis de esfuerzos flector que se presenta en la barra excéntrica [6]

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi d^3} \quad (4.24)$$

Donde:

M = Momento flector resultante (sección 4.9.1.4)

d = Diametro menor del eje excentrico (22.225mm ver plano 12)

Remplazando valores en la ecuacion 4.24 se tiene:

$$\sigma_x = \frac{(32 * 22428.53)}{(\pi * 22.225^3)}$$

$$\sigma_x = 20.81 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

Se utiliza la ecuacion de la teoria de energia de la distorcio (T.V.M.H) debido que eje excéntrico soporta un esfuerzo estatico.

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n} \quad (4.25)$$

➤ Propiedades del material a utilizar

Acero Bonificado para maquinaria ASSAB709 =AISI 4140 (ver anexo 14)

$$S_y = 63.265 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$n = \frac{63.265}{20.81} = 3.04$$

$$n = 3.04$$

Con un factor de seguridad de 3.04 se dice que el eje excéntrico resiste a la carga con la cual se va a trabajar en el laminado (5Kg de masa).

De acuerdo al resultado obtenido en el punto crítico, se muestra el eje excéntrico en el plano 12.

4.10 Dimensionamiento del rodillo inferior

Las cargas que se presenta en la figura 4.25 son las que va a soportar el rodillo inferior las cuales se las obtuvo en las secciones anteriores.

- Carga en el punto C (ver peso del buje izquierdo del R inferior en plano 8)
- Carga en el punto D (ver sección 4.8.3.1 y sección 4.4)
- Carga en el punto E (ver peso del buje derecho del R inferior en plano 8)
- Carga en el punto F (ver sección 4.7.2.3)

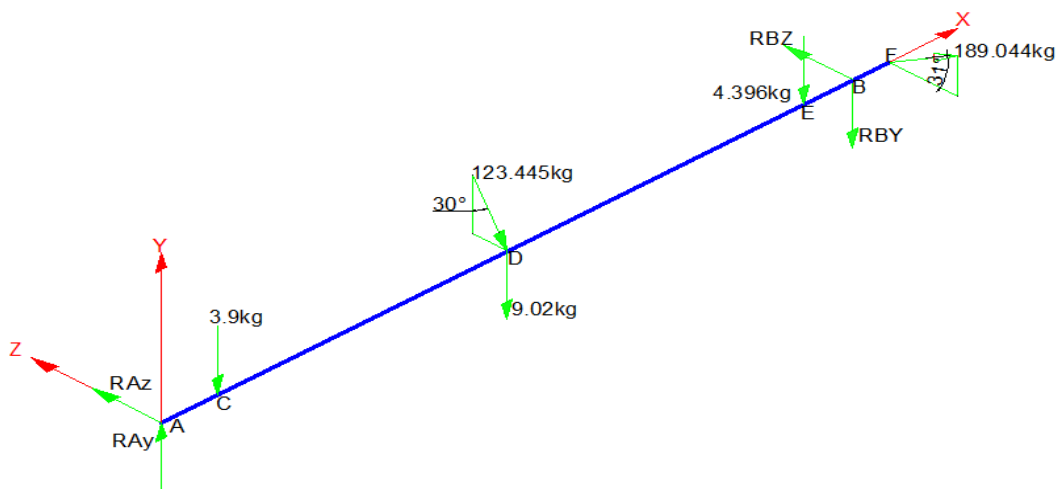


Figura 4.25. Fuerzas que actúan en el rodillo inferior

4.10.1 Descomposición de las fuerzas del rodillo inferior

4.10.1.1 Descomposición de la fuerza a laminar punto D del rodillo inferior

$$F_{Dz} = F \sin(30^\circ) = 123.445 \sin(30^\circ)$$

$$F_{Dz} = 61.723$$

$$F_{Dy} = F \cos(30^\circ) = 123.445 \cos(30^\circ)$$

$$F_{Dy} = 106.91 \text{kgf}$$

4.10.1.2 Descomposición de la fuerza que ejerce la cadena punto F del rodillo inferior

$$F_{Fz} = F \cos(31^\circ) = 189.044 \cos(31^\circ)$$

$$F_{Fz} = 162.04 \text{kgf}$$

$$F_{Fy} = F \sin(31^\circ) = 189.044 \sin(31^\circ)$$

$$F_{Fy} = 97.364 \text{kgf}$$

4.10.2 Cálculo de las reacciones del rodillo inferior

4.10.2.1 Plano xy del rodillo inferior

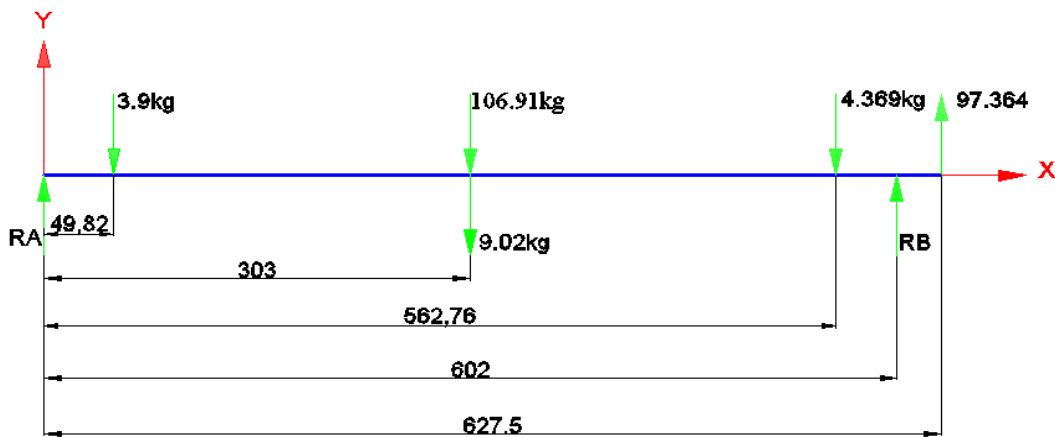


Figura 4.26. Diagrama del cuerpo libre del rodillo inferior en el plano xy

➤ Cálculo de reacciones

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = (3.9 * 49.82) + (106.91 * 303) + (9.02 * 303) + (4.396 * 562.76) - (R_B * 602) - (97.364 * 627.5) = 0$$

$$R_B = -38.7 \text{kgf} \downarrow$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum F_Y = (R_A - 3.9 - 106.91 - 9.02 - 4.369 - 38.7 + 97.364) \text{kgf} = 0$$

$$R_A = 65.89 \text{kgf} \uparrow$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortante (plano xy)**

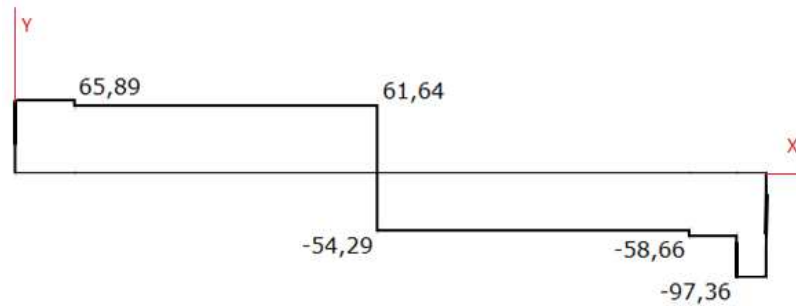


Figura 4.27. Diagrama de fuerza cortante, plano xy, rodillo inferior

➤ **Diagrama de momentos flector (plano xy)**

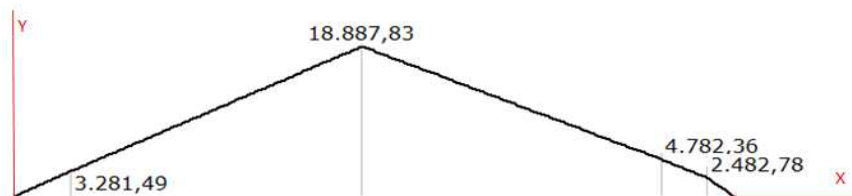


Figura 4.28. Diagrama de momento flector, plano xy, rodillo inferior

4.10.2.2 Plano xz del rodillo inferior

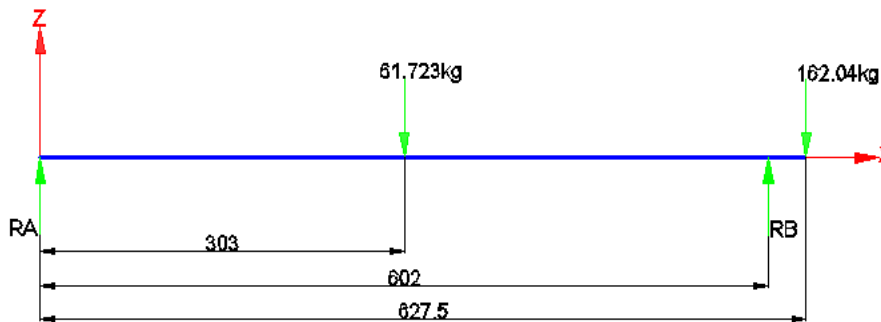


Figura 4.29. Diagrama del cuerpo libre del rodillo inferior en el plano xz

Las fuerzas están en kgf y las cotas en mm

➤ **Cálculo de las reacciones**

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = (61.723 * 303) - (R_B * 602) + (162.04 * 627.5) = 0$$

$$R_B = 197.92\text{kgf} \uparrow$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum F_Y = (R_A - 61.723 - 162.04 + 197.92)\text{kgf} = 0$$

$$R_A = 25.85\text{kgf} \uparrow$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortantes (plano xz)**

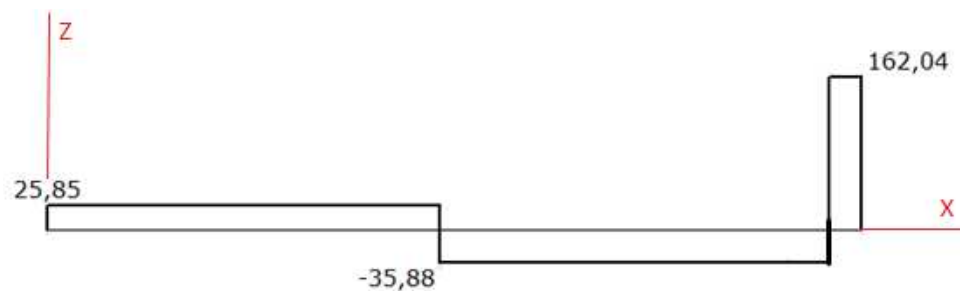


Figura 4.30. Diagrama de fuerza cortante, plano xz, rodillo inferior

➤ **Diagramas de momentos flector (plano xz)**

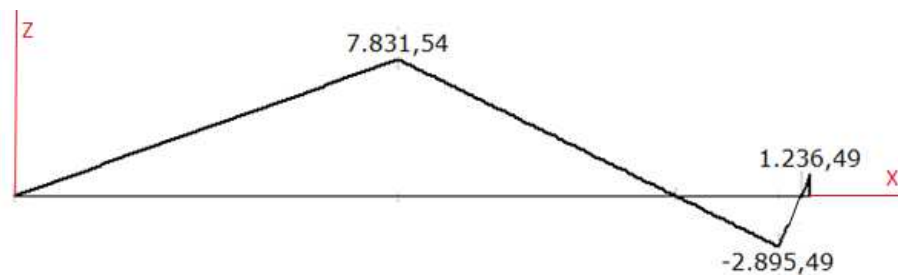


Figura 4.31. Diagrama de momento flector, plano xz, rodillo inferior

4.10.3 Análisis de los puntos críticos

Para encontrar el valor de los puntos críticos los cuales se observa en la figura 4.32 y cuyas medidas se obtiene del plano 8, se aplica relación de triángulos.

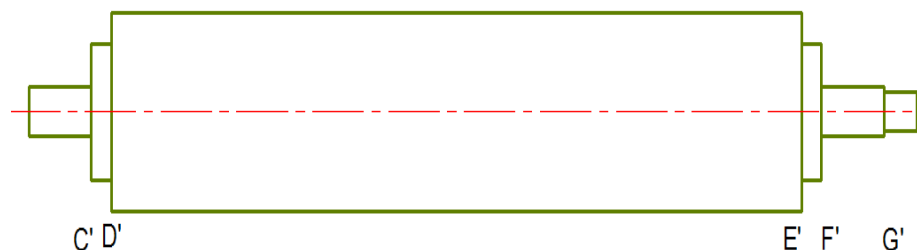


Figura 4.32. Puntos críticos presentes en el rodillo inferior

Los valores que se presentan en la figura 4.33 se encuentran calculados en la sección 4.10.2.

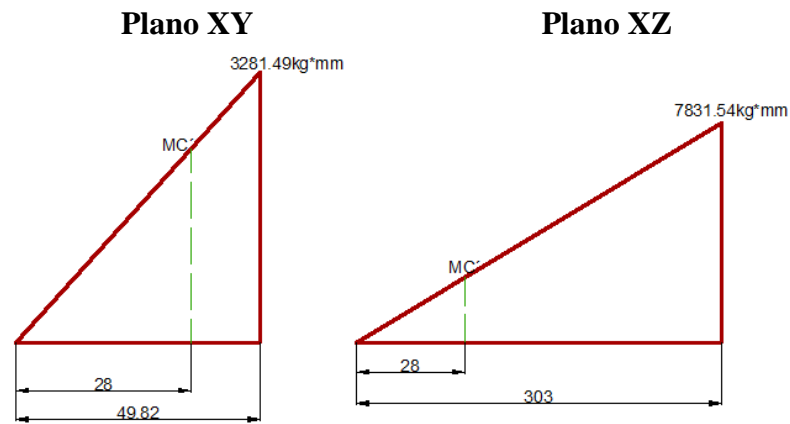


Figura 4.33. Puntos críticos, plano xy e xz, rodillo inferior

$$\frac{3281.49}{M_{xyC'}} = \frac{49.82}{28}$$

$$M_{xyC'} = 1844.27 \text{ [kgmm]}$$

$$\frac{7831.54}{M_{xzC'}} = \frac{303}{28}$$

$$M_{xzC'} = 723.71 \text{ [kgmm]}$$

Luego de que se obtiene los momentos en los planos xy y xz en el punto crítico se calcula el momento flector resultante.

$$M_{RC'} = \sqrt{(1844.27^2 + 723.71^2)} = 1981.183 \text{ kgmm}$$

Donde:

$M_{RC'}$ = Momento resultante en el punto C'.

A continuación se muestra una tabla con todos los puntos críticos los cuales fueron obtenidos de la misma metodología de cálculo:

Tabla 4.10. PUNTOS CRÍTICOS DEL RODILLO INFERIOR

Puntos Criticos	Valor [kgmm]
$M_{RC'}$	1981.183
$M_{RD'}$	3042.54
$M_{RE'}$	4997.52
$M_{RF'}$	3489.3
$M_{RG'}$	862.44

Como se puede notar claramente el punto más crítico ocurre en E, por lo tanto se toma este valor para continuar con el diseño dinámico del rodillo inferior.

$$M_{RE'} = 4997.52[\text{kg} * \text{mm}]$$

4.10.4 Cálculo de esfuerzos presentes en el rodillo inferior [6]

➤ Análisis de esfuerzos

Torsión

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (4.26)$$

Donde:

T = Torque que realiza el movimiento del rodillo (ver sección 4.6)

d = diametro del rodillo inferior en el punto mas critico (d= 70mm ver plano 8)

Remplazando valores en la ecuacion 4.26 se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{(16 * 2567.978)}{(\pi * d^3)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{13\ 078.6}{d^3}$$

Flexión

Para calcular el esfuerzo flector se utiliza la ecuacion 4.19

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi d^3}$$

Donde:

M = Momento flector en el punto E' (ver tabla 4.11)

d = Diametro del rodillo inferior en el punto mas critico (d= 70mm ver plano 8)

$$\sigma_x = \frac{(32 * 4997.52)}{(\pi * d^3)}$$

$$\sigma_x = \frac{50904.32}{d^3}$$

4.10.5 Análisis a fatiga para el diseño del rodillo inferior

➤ Fluctuación de la flexión[7]

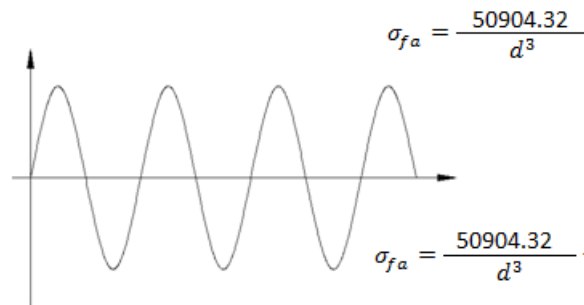


Figura 4.34. Fluctuación con inversión completa del rodillo inferior

$$\sigma_m = 0$$

➤ Fluctuaciones del torque

$$\tau_a = 0; \quad \tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{13\,078.6}{d^3}$$



Figura 4.35. Torque constante del rodillo inferior

4.10.5.1 Esfuerzos combinados para el diseño del rodillo inferior

Aplicando el criterio de Goodman (Ver anexo 15)

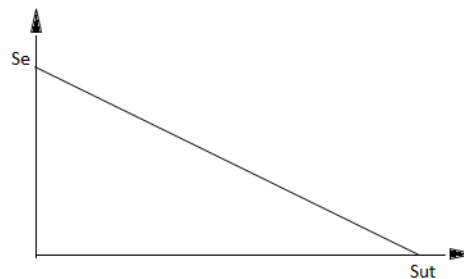


Figura 4.36. Influencia del esfuerzo medio diferente de cero sobre la vida a la fatiga

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (4.27)$$

➤ **Cálculo de la ampliación de esfuerzo equivalente**

Para calcular la amplitud del esfuerzo equivalente se utiliza las teorías de falla

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(K_f * \sigma_{fa} + \sigma_{ax})^2 + 3(\tau_{xy})^2} \quad (4.28)$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_{fa}$$

Donde:

σ_{fa} = Amplitud de esfuerzo (ver sección 4.10.4)

Remplazando valores en ecuación 4.28 se tiene:

$$\sigma_{eqa} = \left(\frac{50904.32}{d^3} \right)$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{50904.32}{70^3} = 0.148 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

➤ **Cálculo del esfuerzo medio equivalente**

Para calcular el esfuerzo medio equivalente se utiliza la teoría de falla

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{xym})^2} \quad (4.29)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3}\tau_m$$

Donde:

τ_m = Esfuerzo torsor medio (ver sección 4.10.4)

Remplazando valores en la ecuación 4.29 se tiene:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3} * \frac{13\ 078.6}{d^3}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3} \frac{13\ 078.6}{70^3} = 0.066 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

4.10.5.2 Análisis del límite de fatiga para el diseño del rodillo inferior

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_g * k_e * s_e' \quad (4.30)$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

s_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra

K_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de modificación por concentración del esfuerzo

K_f = Factor de efectos diversos

Se observa que predomina la flexión por lo tanto:

$$s_e' = 0.5S_{ut} \quad (4.31)$$

4.10.5.2.1 Propiedades del material para los bujes del rodillo inferior

Para un acero de transmisión AISI 1018 CD (ver anexo 14).

$$S_{ut} = 44.989 \frac{kg}{mm^2}$$

4.10.5.2.2 Cálculo de factores de modificación del límite de fatiga para diseño del rodillo inferior

➤ **Factor de superficie (ver anexo 18)**

$k_a = 0.79$ Para un maquinado

➤ **Factor de tamaño**

$$k_b = 1.189d^{-0.097} = 1.189(70)^{-0.097} = 0.787$$

➤ **Coefficiente de confiabilidad (ver anexo 19)**

$k_c = 0.9$ para una confiabilidad del 90%

➤ **Factor de temperatura**

$$k_d \text{ y } k_g = 1$$

➤ **Factor de concentración de tensiones**

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1}$$

✓ **Sensibilidad a la entalla (ver anexo 20)**

$$q = 0.75$$

✓ **Factor teórico de concentración de esfuerzos (ver anexo 21)**

$$\frac{D}{d} = \frac{102.26}{70} = 1.46$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5875}{70} = 0.026$$

$$k_t = 3$$

$$k_e = \frac{1}{0.75 * (3 - 1) + 1} = 0.4$$

Remplazando valores en ecuación 4.30 se tiene:

$$S_e = 0.79 * 0.787 * 0.9 * 1 * 1 * 0.4 * 0.5 * 44.889 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right] = 5.023 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$S_e = 5.023 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Remplazando valores en ecuación 4.27 se tiene:

$$\frac{0.148}{5.023} + \frac{0.066}{44.989} = \frac{1}{n}$$

$$n = 32.33$$

Como se puede notar este diámetro nos da un factor de seguridad muy elevado, pero para nuestro mecanismo es el requerido, por lo tanto no se lo procederá a rectificar.

A continuación se presenta una tabla con los respectivos factores de seguridad los cuales sirven para verificar los diámetros en cada cambio de sección.

Tabla 4.11. FACTORES DE SEGURIDAD EN LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS DEL RODILLO INFERIOR

M_{Res} [kgmm]	T[kgmm]	d[mm]	σ_f [kg/mm ²]	τ [kg/mm ²]	σ_{eqa}	σ_{eqm}	Se	n
1981.18[C]	2567.978	25.4	1.23	0.798	1.23	1.382	6.42	4.49
3042.54[D]	2567.978	70	0.0903	0.0381	0.0903	0.066	9.46	90.81
4997.52[E]	2567.978	70	0.148	0.0381	0.148	0.066	5.02	32.31
3489.3[F]	2567.978	25.4	2.16	0.798	2.16	1.38	6.42	2.724
862.44[G]	2567.978	20	1.098	1.635	1.098	2.832	7.41	4.73

4.11 Selección de las chumaceras de pared

La elección de las chumaceras se realiza en base a la carga radial que debe soportar el rodamiento.

Para ambos extremos se seleccionarán chumaceras de pared NTN UCPG205D1 (ver anexo 22).

Cuyas características más importantes son:

Tabla 4.12. DATOS DEL RODAMIENTO DE LA CHUMACERA

d	25mm
D	47mm
e	12mm
r	1mm
C	10.1KN
C ₀	5.85KN

Donde:

d= Diámetro interior del rodamiento

D= Diámetro externo del rodamiento

e= espesor de rodamiento

r= radio de redondeo

C= Capacidad de carga dinámica

C₀= Capacidad de carga estática

4.11.1 Rodamiento A del rodillo inferior.

El rodamiento A se le llama al rodamiento que se lo coloca en el punto A del rodillo (ver figura 4.33).

Con las reacciones calculadas en las secciones que se mencionan a continuación se procede a verificar la selección de los rodamientos.

- ✓ Reacciones del rodillo inferior en el plano xy (ver sección 4.10.2.1)

$$R_{xyA} = 65.89\text{kgf}$$

- ✓ Reacciones del rodillo inferior en el plano xz (ver sección 4.10.2.2)

$$R_{xzA} = 25.85\text{kgf}$$

➤ **Constantes de fl y fn**

Si la máquina trabaja 4h diarias 300días al año, tenemos una vida 1200h, encontramos un factor de esfuerzo dinámico fl de 1.34 (ver anexo 13).

Para una velocidad de 60RPM tenemos un factor de velocidad de giro fn de 0.822 (ver anexo 13).

➤ **Cálculo de la fuerza radial resultante en el punto A**

$$f_r = \sqrt{(65.89^2 + 25.85^2)} = 70.78\text{kgf} = 0.694\text{KN}.$$

➤ **Carga dinámica $P = X * F_r + Y * F_a$**

Como no se tiene carga axial, y el factor radial X_0 es 1 la expresión se reduce a:

$$P = fr$$

$$P = 0.694\text{KN}$$

➤ **Ecuación del factor de esfuerzo dinámico**

Despejando de la ecuación 4.21 la capacidad de carga dinámica requerida y reemplazando valores se tiene:

$$C_{req} = \frac{fl}{fn} * P = \frac{1.34}{0.822} * 0.694\text{KN} = 1.13\text{KN}$$

$$C_{req} = 1.13\text{KN};$$

Por lo tanto el rodamiento seleccionado para la chumacera, resiste las cargas presente en el punto A debido a que C_{req} (calculado) $\leq C_{disp}$ (ver tabla 4.12).

➤ **Carga estática**

Para calcular la carga estática se reemplaza los valores en la ecuación 4.22, tomando en cuenta que para una exigencia normal tenemos un factor de esfuerzo estático f_s de 0.98 (ver anexo 13)

$$C_0 = f_s * P_o = 0.98 * 0.694 = 0.68\text{KN.}$$

$$C_{o\text{ req}} = 0.68\text{KN};$$

Por lo tanto $C_{o\text{ req}}(\text{calculado}) \leq C_{o\text{ disp}}$ (ver tabla 4.12) de lo cual se concluye que el rodamiento seleccionado para la chumacera resiste las cargas que se generan en el punto A.

4.11.2 Rodamiento B del rodillo inferior

El rodamiento B se le llama al rodamiento que se lo coloca en el punto B del rodillo inferior (ver figura 4.33).

Con las reacciones calculadas en las secciones que se mencionan a continuación se procede a verificar la selección de los rodamientos.

Reacciones del rodillo inferior en el plano xy (ver sección 4.10.2.1)

$$R_{xyB} = 38.7\text{kgf}$$

Reacciones del rodillo inferior en el plano xz (ver sección 4.10.2.2)

$$R_{xzB} = 197.972\text{kgf}$$

➤ **Constantes f_l y f_n**

Si la máquina trabaja 4h diarias 300días al año, tenemos una vida 1200h, encontramos un factor de esfuerzo dinámico f_l de 1.34 (ver anexo 13).

Para una velocidad de 60RPM tenemos un factor de velocidad de giro f_n de 0.822 (ver anexo 13).

➤ **Cálculo de la fuerza radial resultante en el punto B**

$$f_r = \sqrt{(38.7^2 + 197.972^2)} = 201.72\text{kgf} = 1.98\text{KN}$$

➤ **Carga dinámica** $P = X * F_r + Y * F_a$

Como no se tiene carga axial, y el factor radial X_0 es 1 la expresión se reduce a:

$$P_o = fr$$

$$P_o = 1.98\text{KN}$$

➤ **Ecuación del factor de esfuerzo dinámico**

Despejando de la ecuación 4.21 la capacidad de carga dinámica requerida y reemplazando valores se tiene:

$$C = \frac{f_l}{f_n} * P = \frac{1.34}{0.822} * 1.98\text{KN} = 3.22\text{KN}$$

$$C_{\text{req}} = 3.22\text{KN};$$

Por lo tanto el rodamiento seleccionado para la chumacera, resiste las cargas presente en el punto A debido a que C_{req} (calculado) $\leq C_{\text{disp}}$ (ver tabla 4.12)

➤ **Carga estática**

Para calcular la carga estática se reemplaza los valores en la ecuación 4.22, tomando en cuenta que para una exigencia normal tenemos un factor de esfuerzo estático f_s de 0.98 (ver anexo 13)

$$C_{o \text{ req}} = f_s * P_o = 0.98 * 1.98 = 1.94\text{KN}$$

$$C_{o \text{ req}} = 1.94\text{KN};$$

Por lo tanto $C_{o \text{ req}}$ (calculado) $\leq C_{o \text{ disp}}$ (ver tabla 4.12) de lo cual se concluye que el rodamiento seleccionado para la chumacera resiste las cargas que se generan en el punto A.

4.11.3 Vida de los rodamientos de la chumacera seleccionada para el rodillo inferior

La vida de los rodamientos se calcula con la 4.23.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Donde:

L_{10h} = Vida nominal básica del rodamiento

C = Capacidad de carga dinámica (ver tabla 4.12)

P = Carga dinámica equivalente (ver seccion 4.11.2)

n = Velocidad de rotación del rodamiento rpm (ver seccion 4.3).

Se tomarán los valores máximos de C y P para este tipo de cálculo.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 60} * \left(\frac{10.1\text{KN}}{1.98\text{KN}} \right)^3 = 36\ 869.4\text{horas}$$

Si la máquina trabaja 4 horas al día se tendrá que cambiar los rodamientos cada 25 años, siempre y cuando cumplan las condiciones de lubricación e instalación.

4.12 Diseño de la chaveta y chavetero para el rodillo inferior [6]

4.12.1 Diseño de la chaveta para el rodillo inferior

La chaveta a diseñar ira acoplada entre las catalinas y el rodillo inferior y para su diseño se utiliza la siguiente ecuación.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \tau \quad (4.32)$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

τ = Esfuerzo cortante

n = Factor de seguridad

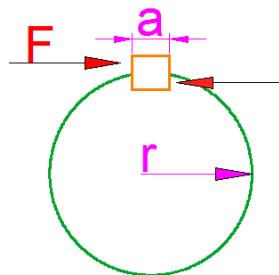


Figura 4.37. Esquema para diseño de la chaveta

➤ **Cálculo del esfuerzo permisible a corte para el diseño de la chaveta**

Para calcular el esfuerzo permisible a corte se utiliza la siguiente expresión matemática:

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (4.33)$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

S_y = Limite de fluencia

Para la construcción de la chaveta se dispone de un acero AISI 1010 estirado en frio cuyo límite de fluencia es:

$$S_y = 30.93 \text{ (Kg/mm}^2\text{)} \text{ (ver anexo 14)}$$

Remplazando valores en ecuación 4.33 se tiene:

$$S_{sy} = 0.577 * 30.93 = 17.85 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Cálculo del esfuerzos cortante producidos en la chaveta**

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.34)$$

Donde:

F = Fuerza tangencial

τ = Esfuerzo cortante

A = Área de corte en la chaveta

➤ **Cálculo de la fuerza tangencial que actúa en la chaveta**

Despejando de la ecuación 4.9 la fuerza se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$

Donde:

T = Torque presente en el rodillo inferior (2567.977Kgf*mm ver sección 4.6)

r = Radio donde se acopla la catalina (11.1125mm ver plano 8)

$$F = \frac{2567.977}{11.1125} [\text{kg}] = 231.09 [\text{kg}]$$

➤ **Cálculo del área de corte en la chaveta**

$$A = a * L$$

Donde:

a = Ancho de la chaveta

L= Longitud de la chaveta

Se recomienda una chaveta de 6*6 mm en función del diámetro (ver anexo 16).

$$A = 6 * L * \text{mm}$$

Remplazando valores en ecuación 4.34 se tiene el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{231.09}{6 * L} = \frac{38.515}{L}$$

Por último remplazando valores en la ecuación 4.32 y utilizando un margen de seguridad de 3 se obtiene la longitud de la chaveta

$$\frac{17.85}{3} = \frac{38.515}{L}$$

$$L = 6.47 \text{mm}$$

Debido a que la longitud presenta un valor pequeño se toma en cuenta la recomendación del anexo 17, que recomienda una chaveta igual o mayor al diámetro del eje para la cual la chaveta seleccionada es de 6*6*23mm teniendo un h9 de tolerancia entre la chaveta y el chavetero.

4.12.2 Diseño del chavetero para el rodillo inferior [7]

Debido a que las medidas de la chaveta seleccionada en la sección 4.12.1 son iguales a las del chavetero se procede a su verificación, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{4 * T}{D * L * h} \quad (4.35)$$

Donde:

S_y = Limite de fluencia

n = Factor de seguridad

T = Torque presente en el rodillo inferior (2567.977mm ver sección 4.6)

D = Diámetro donde se acopla la catalina (22.225mm ver plano 8)

L = longitud del chavetero (es igual a la longitud de la chaveta diseñada en la sección 4.12.1)

h = Altura de la chaveta ($h = 6$)

Para la construcción del buje donde se encuentra el chavetero se dispone de un acero AISI 1018 estirado en frio cuyo límite de fluencia es:

$$S_y = 37.959(\text{Kg/mm}^2) \quad (\text{ver anexo14})$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación 4.35 se obtiene:

$$n = \frac{D * L * h * S_y}{4 * T}$$

Remplazando valores en la ecuación despejada se tiene:

$$n = \frac{22.225 * 23 * 6 * 37.959}{4 * 2567.977}$$

$$n=11.33$$

Por lo tanto, en el caso de un incremento drástico en las condiciones de carga, la falla ocurrirá primero en la chaveta, más no en el chavetero.

4.13 Diseño de los pernos de sujeción para la catalina que trasmite el movimiento al rodillo superior

Para transmitir movimiento al rodillo superior se requerirá que el engrane vaya atornillado al Buje derecho R superior (ver plano 7), por lo tanto se procede a diseñar los pernos que están sujetos a esfuerzos cortantes.

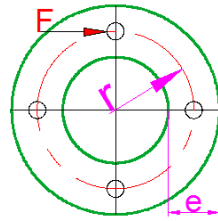


Figura 4.38. Taladrado para colocar tornillos

Para su respectivo diseño se utiliza la ecuación 4.32

$$\frac{S_{sy}}{n} = \tau$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

τ = Esfuerzo cortante

n = Factor de seguridad

➤ **Cálculo del esfuerzo permisible a corte**

Para calcular el esfuerzo permisible a corte se utiliza la ecuación 4.33.

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

S_y = Limite de fluencia

El diseño de los tornillos se lo realiza de acuerdo a la disponibilidad del mercado, de lo cual se tiene resistencias de pernos grado métrico 10.9 (ver anexo 22) cuyo límite de fluencia es:

$$S_y = 940\text{MPa} = 95.82 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Remplazando valores en ecuación 4.33 se tiene el esfuerzo permisible a corte

$$S_{sy} = 0.577 * 95.82 = 55.29 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Cálculo del esfuerzos cortante producidos en los pernos**

Para realizar este cálculo se utiliza la ecuación 4.34

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde:

F = Fuerza tangencial

τ = Esfuerzo cortante

A = Área de corte del perno

➤ **Cálculo de la fuerza tangencial que actúa en los pernos**

Despejando de la ecuación 4.9 la fuerza se tiene:

$$F = \frac{T}{r}$$

Donde:

T = Torque presente en el rodillo inferior (2567.977Kgf*mm ver sección 4.6)

r = Radio donde se realiza los taladros (27mm ver buje derecho R superior plano 7)

$$F = \frac{2567.977}{27} [\text{kgf}] = 95.11 [\text{kgf}]$$

➤ **Cálculo de la fuerza que ejerce cada perno**

Para sujetar la catalina se coloca cuatro tornillos.

$$V = \frac{F}{4} = \frac{95.11}{4} [\text{kgf}] = 23.78 [\text{kgf}]$$

➤ **Cálculo del área de corte del perno**

$$A = \pi * D^2 / 4$$

Donde:

D = Diámetro del perno

Remplazando valores en ecuación 4.34 se tiene el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{4 * 23.78}{\pi * D^2} = \frac{30.28 \text{Kgf}}{D^2}$$

Por último reemplazando valores en la ecuación 4.32 y utilizando un factor de seguridad de 2.5 se obtiene el diámetro del perno.

$$\frac{55.29}{2.5} = \frac{30.28}{D^2}$$

$$D = 1.17 \text{mm}$$

Por lo tanto se selecciona cuatro pernos grado métrico 10.9 M5 con una longitud de 76mm ya que se encuentran como tamaño normalizado en los catálogos.

4.14 Diseño de las planchas laterales

Se dispone de planchas de 3mm por lo que se procede a su verificación.

4.14.1 Diseño de la plancha lateral izquierda

Las dimensiones de la plancha lateral izquierda se presentan en plano 6 y las cargas que se observan en la figura 4.39 se las calcula en las siguientes secciones.

- Cargas presentes en el punto C de la figura 4.39 (ver en la sección 4.9.1 las reacciones pertenecientes al punto C del eje excéntrico)
- Cargas presentes en el punto D de la figura 4.39 (ver en la sección 4.10.2 las reacciones pertenecientes al punto A del rodillo inferior)

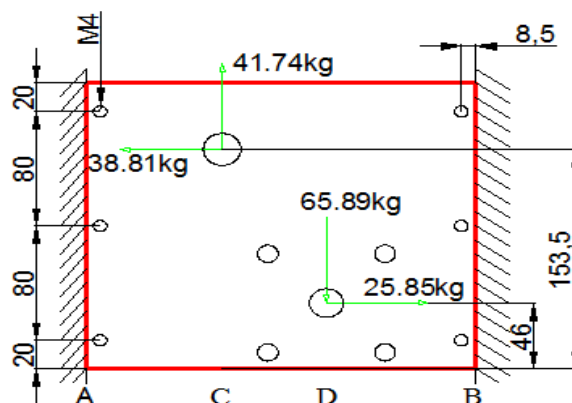


Figura 4.39. Plancha lateral izquierda

Para proceder con los respectivos cálculos se trasladar todas las fuerzas actuantes en la placa a la parte inferior.

4.14.1.1 Traslado de fuerzas a la parte inferior de la plancha lateral izquierda [8]

$$M_c = 38.81 * 153.5[\text{kg} * \text{mm}] = 5957.335[\text{kg} * \text{mm}]$$

$$M_D = 25.85 * 46[\text{kg} * \text{mm}] = 1189.1[\text{kg} * \text{mm}]$$

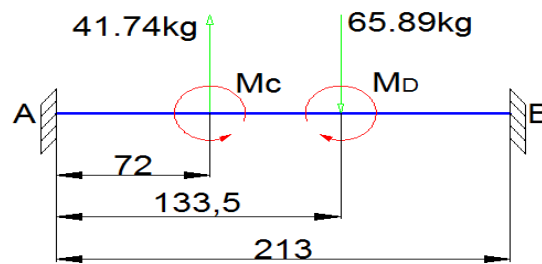


Figura 4.40. Descomposición de fuerzas de la plancha izquierda

4.14.1.2 Cálculo de reacciones y momentos de la plancha lateral izquierda

Para encontrar las reacciones y momentos se aplica el método de doble integración.

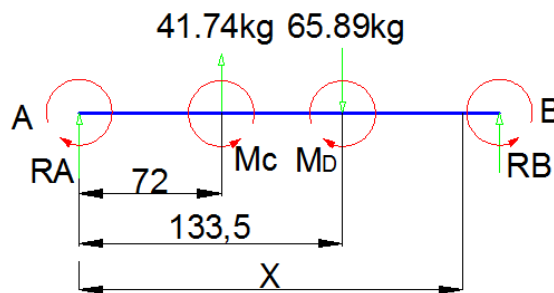


Figura 4.41. Distancias de fuerza cortante y momento flector para la plancha lateral izquierda

$$E. I_x \cdot y'' = M_A X^0 + R_A X - M_c (X - 72)^0 + 41.74(X - 72) + M_D (X - 133.5)^0 - 65.89(X - 133.5)$$

$$E. I_x \cdot \theta = M_A X + R_A * \frac{X^2}{2} - M_c (X - 72) + 41.74 \frac{(X - 72)^2}{2} + M_D (X - 133.5) - 65.89 \frac{(X - 133.5)^2}{2} + C \quad (4.36)$$

$$EI_{xy} = M_A \frac{X^2}{2} + R_A * \frac{X^3}{6} - M_c \frac{(X - 72)^2}{2} + 41.74 \frac{(X - 72)^3}{6} + M_D \frac{(X - 133.5)^2}{2} - 65.89 \frac{(X - 133.5)^3}{6} + CX + D \quad (4.37)$$

✓ **Condiciones de Equilibrio**

Cuando $X = 0$

Se tiene: $Y = 0, \theta = 0$

Remplazando valores en las ecuaciones 4.36 y 4.37 se tiene:

$$C = 0$$

$$D = 0$$

Cuando $X = 213$

Se tiene: $Y = 0, \theta = 0$

Remplazando valores en las ecuaciones 4.36 y 4.37 se tiene:

$$M_A + 106.5R_A - 2529.37 = 0$$

$$M_A + 71R_A - 1828.47 = 0$$

Resolviendo el sistema de dos ecuaciones se tiene:

$$R_A = 19.74[\text{kgf}] \uparrow; \quad M_A = 426.93[\text{kgf} * \text{mm}]\text{smr}$$

✓ **Sumatoria de fuerzas en el eje Y**

$$\sum F_y = 0$$

$$19.74 + 41.74 - 65.89 + R_B = 0$$

$$R_B = 4.41\text{kgf} \uparrow$$

✓ **Sumatoria de momentos en el punto A**

$$\sum M_A = 426.93 - (41.74 * 72) - 5957.335 + (65.89 * 133.5) + 1189.1 - M_B - (4.41 * 213) = 0$$

$$M_B = -510.9[\text{kgf} * \text{mm}]\text{scmr}$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortante**

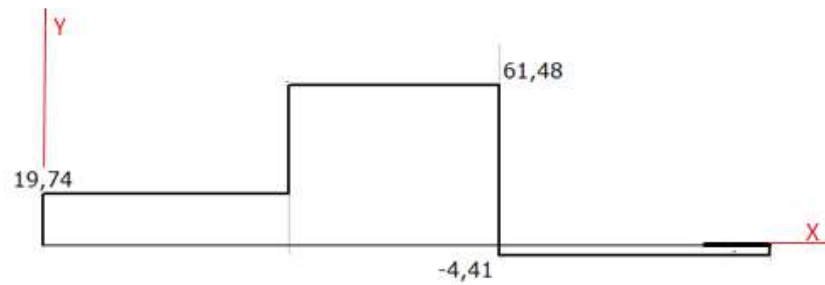


Figura 4.42. Diagrama de fuerza cortante de la plancha lateral izquierda

➤ **Diagrama de momento flector**

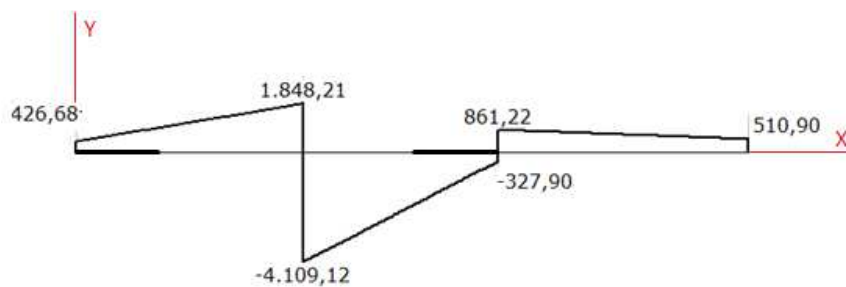


Figura 4.43. Diagrama de momento flector de la plancha lateral izquierda

4.14.1.3 Cálculo del factor de seguridad de la plancha lateral izquierda

El cálculo del factor de seguridad de la plancha lateral izquierda se lo realiza en SolidWorks SimulationXpress, para lo cual se debe seguir una serie de pasos los cuales se mencionan a continuación:

- Se modela la plancha lateral izquierda en SolidWorks (medidas ver plano 6)
- Se edita el material cuyas propiedades se encuentra ya establecidas en el programa (material ver plano 6)
- Se coloca las restricciones, (ver figura 4.44)
- Se edita las fuerzas que se observan en la figura 4.39
- Se ejecuta el programa

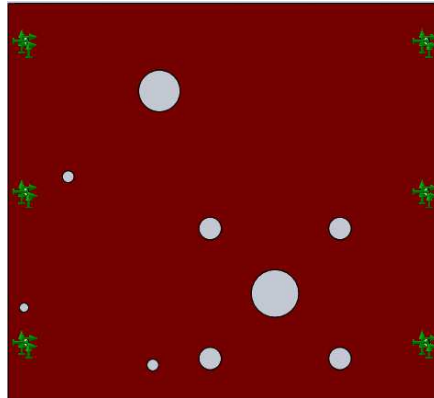


Figura 4.44. Restricciones de la plancha lateral izquierda

Luego de realizar los pasos mencionados anteriormente se obtiene la siguiente información:

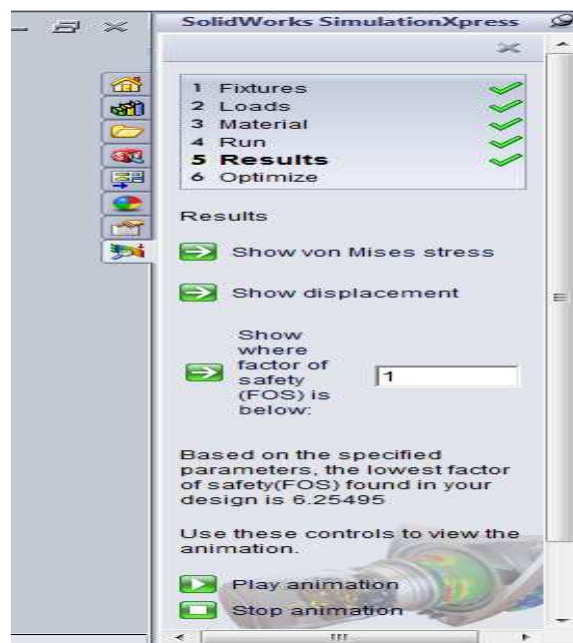


Figura 4.45. Facto de seguridad de la plancha lateral izquierda

➤ Análisis de tensiones

En la figura 4.46 se observa que la tensión máxima debido a las cargas que soporta es de $39.97 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ y como el límite de fluencia de la plancha utilizada (Plancha ASTM A36) es de 248 N/mm^2 se concluye que la plancha tiene buena resistencia a los esfuerzos tensores lo cual da un factor de seguridad de:

$$n = \frac{248}{39.97} = 6.2$$

Cuyo valor se muestra en la figura 4.45

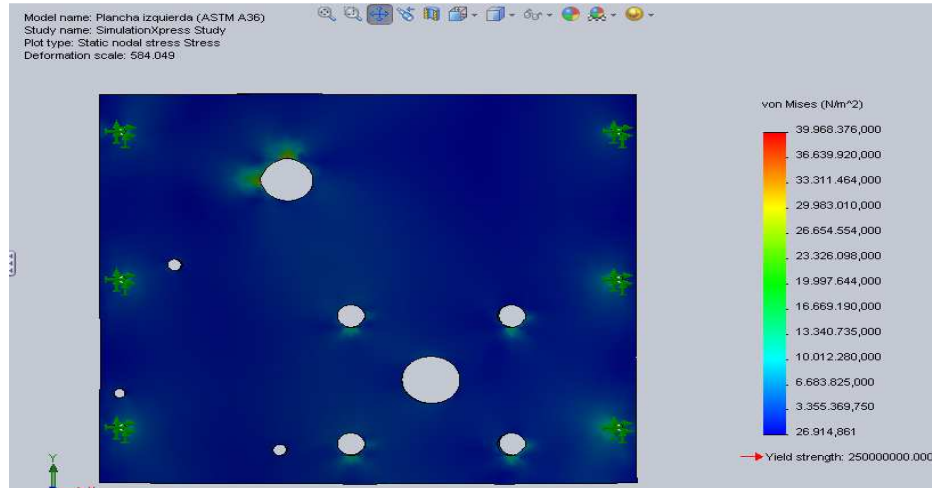


Figura 4.46. Tensiones de la plancha lateral izquierda

➤ Análisis de desplazamientos

Haciendo un análisis de la deformación lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga viva según el AISC L/360, según SAP 2000 L/240 y según otros autores L/300.

Al realizar la verificación del desplazamiento de la plancha lateral izquierda cuya longitud es de 213mm y asumiendo como flecha permisible L/300 se tiene que la:

$$\text{Deformación permisible} = \frac{213}{300} = 0.71\text{mm}$$

Como el valor de la deformación de la figura 4.71 (0.039mm) es inferior a la deformación permisible se concluye que la estructura posee rigidez apropiada.

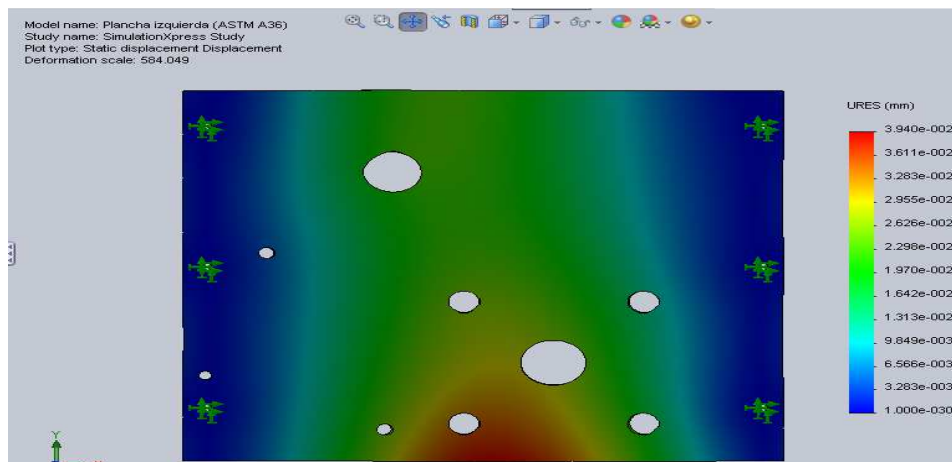


Figura 4.47. Desplazamientos de la plancha lateral izquierda

4.14.1.4 Diseño de los pernos para sujeción de la plancha lateral izquierda

Para este diseño podemos notar claramente que los pernos van a estar sometidos a corte primario, por lo tanto para un diseño estático tenemos la siguiente ecuación [7]:

$$\tau = \frac{V_c}{N_b * A_c} \leq \frac{S_{sy}}{n} \quad (4.38)$$

Donde:

V_c = Fuerza cortante (19.74Kgf ver figura 4.42)

N_b = Numero de pernos donde se toma la fuerza cortante (3 ver plano 6)

A_c = Área de perno ($\pi * D^2$)/4)

n = Factor de seguridad

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

➤ **Cálculo del esfuerzo permisible a corte**

Para calcular el esfuerzo permisible a corte se utiliza la ecuación 4.33.

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

S_y = Limite de fluencia

El diseño de los pernos se lo realiza de acuerdo a la disponibilidad del mercado, de lo cual se tiene pernos grado métrico 10.9 (ver anexo 23) cuyo límite de fluencia es:

$$S_y = 940\text{MPa} = 95.82 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Remplazando valores en ecuación 4.33 se tiene

$$S_{sy} = 0.577 * 95.82 = 55.28 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Fuerza que actúa en los pernos para sujeción de la plancha lateral izquierda**

Se toma la fuerza cortante mayor la cual se encuentra en el lado A de la figura 4.42 y tiene un valor de:

$$V = 19.74 \text{kgf}$$

Remplazando los datos en la ecuación 4.38 se tiene:

$$\frac{55.28}{2.5} = \frac{4 * 19.74}{3 * \pi * D^2}$$

$$D = 0.615 \text{mm}$$

Por lo tanto se selecciona 6 pernos grado métrico 10.9 M5 con una longitud de 15mm ya que se encuentran como tamaño normalizado en los catálogos.

4.14.2 Diseño de la plancha derecha superior

Las dimensiones de la plancha derecha superior se presentan en plano 5 y las cargas que se observan en la figura 4.48 se las calcula en las siguientes secciones.

- Cargas presentes en el punto C de la figura 4.48 (ver en la sección 4.9.1 las reacciones pertenecientes al punto E del eje excéntrico)

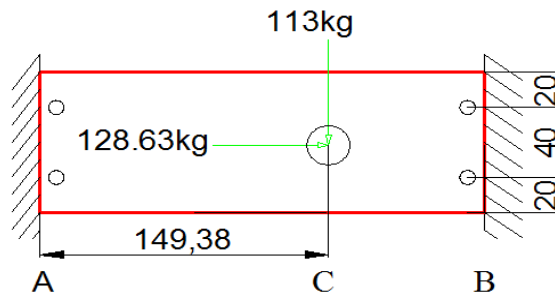


Figura 4.48. Plancha derecha superior

Para proceder con los respectivos cálculos se trasladar todas las fuerzas actuantes en la placa a la parte inferior.

4.14.2.1 Traslado de fuerzas a la parte inferior de la plancha derecha superior [I]

$$M_c = 128.63 * 40 [\text{kg} * \text{mm}] = 5145.2 [\text{kg} * \text{mm}]$$

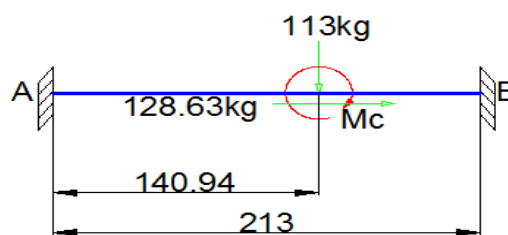


Figura 4.49. Descomposición de fuerzas de la plancha derecha superior

Las fuerzas están dadas en kgf y las distancias en mm.

4.14.2.2 Cálculo de reacciones y momentos de la plancha derecha superior

Para encontrar las reacciones y sus momentos se aplica el método de doble integración:

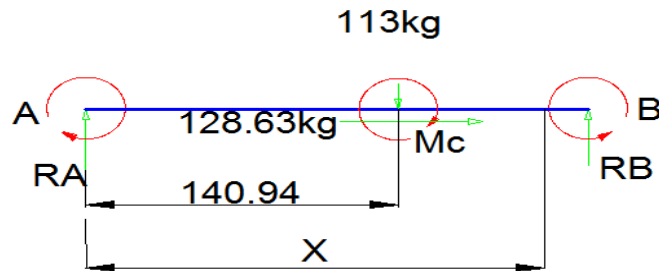


Figura 4.50. Distancias de fuerza cortante y momento flector de la plancha derecha superior

$$EI_{xy}'' = M_A X^0 + R_A X - 113(X - 140.94) - M_c(X - 140.94)^0$$

$$EI_x \theta = M_A X + R_A * \frac{X^2}{2} - 113 \frac{(X - 140.94)^2}{2} + M_c(X - 140.94) + C \quad (4.39)$$

$$EI_{xy} = M_A \frac{X^2}{2} + R_A * \frac{X^3}{6} - 113 \frac{(X - 140.94)^3}{6} + M_c \frac{(X - 140.94)^2}{2} + CX + D \quad (4.40)$$

✓ Condiciones de Equilibrio

Cuando $X = 0$

Se tiene: $Y = 0, \theta = 0$

Remplazando valores en las ecuaciones 4.39 y 4.40 se tiene:

$$C = 0$$

$$D = 0$$

Cuando $X = 213$

Se tiene: $Y = 0, \theta = 0$

Remplazando valores en las ecuaciones 4.39 y 4.40 se tiene:

$$M_A + 106.5R_A + 363.28 = 0$$

$$M_A + 71R_A + 278.229 = 0$$

Resolviendo el sistema de dos ecuaciones se tiene:

$$R_A = -2.396[\text{kgf}] \downarrow; \quad M_A = -108.128[\text{kgf} * \text{mm}]\text{scmr}$$

✓ **Sumatoria de fuerzas en el eje Y**

$$\sum F_y = -2.396 - 113 + R_B = 0$$

$$R_B = 115.396 \text{kgf} \uparrow$$

✓ **Sumatoria de momentos en el punto A**

$$\sum M_A = -108.128 + (113 * 140.94) + 5145.2 - M_B - (115.396 * 213) = 0$$

$$M_B = 3616.012 [\text{kgf} * \text{mm}]$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortante**

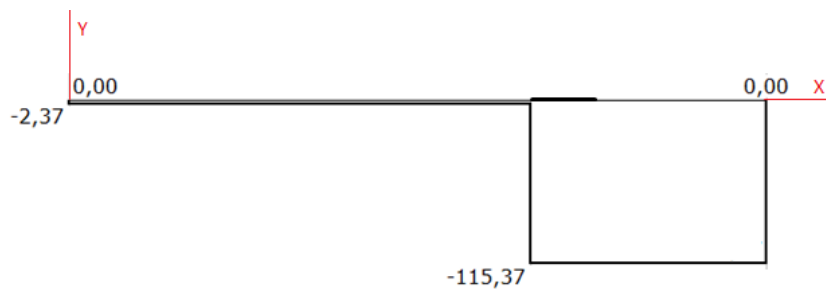


Figura 4.51. Diagrama de la fuerza cortante de la plancha derecha superior

➤ **Diagrama de momento flector**

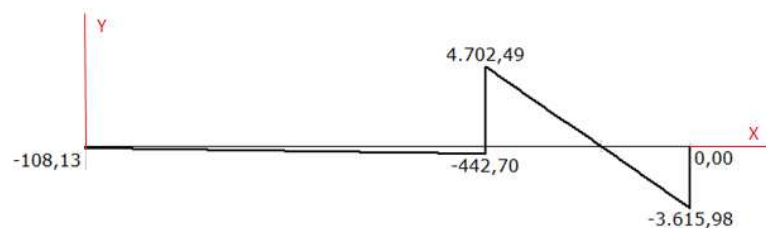


Figura 4.52. Diagrama del momento flector de la plancha derecha superior

$$M_{max} = 4702.49 [\text{kgf} * \text{mm}]$$

4.14.2.3 Cálculo del factor de seguridad de la plancha derecha superior

El cálculo del factor de seguridad de la plancha derecha superior se lo realiza en SolidWorks SimulationXpress, para lo cual se debe seguir una serie de pasos los cuales se mencionan a continuación:

- Se modela la plancha lateral izquierda en SolidWorks (medidas ver plano 5)
- Se edita el material cuyas propiedades se encuentra ya establecidas en el programa (material ver plano 5)
- Se coloca las restricciones, (ver figura 4.53)
- Se edita las fuerzas que se observan en la figura 4.48
- Se ejecuta el programa

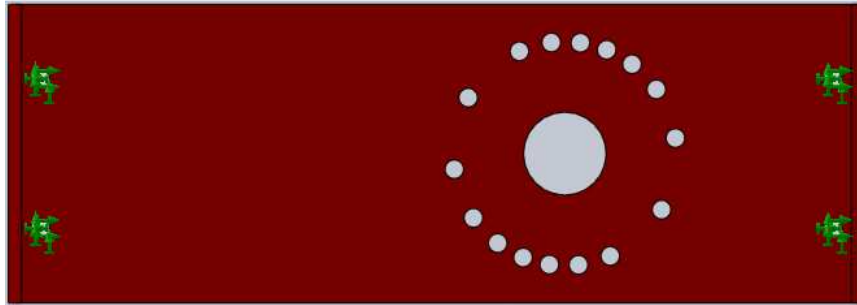


Figura 4.53. Restricción de la plancha derecha superior

Luego de realizar los pasos mencionados anteriormente se obtiene la siguiente información:



Figura 4.54. Factor de seguridad de la plancha derecha superior

➤ **Análisis de tensiones**

En la figura 4.55 se observa que la tensión máxima debido a las cargas que soporta es de 148.13 (N/mm²) y como el límite de fluencia de la plancha utilizada (Plancha ASTM A36) es de 248N/mm² se concluye que la plancha tiene buena resistencia a los esfuerzos tensores lo cual da un factor de seguridad de:

$$n = \frac{248}{148.13} = 1.67$$

Cuyo valor se muestra en la figura 4.54

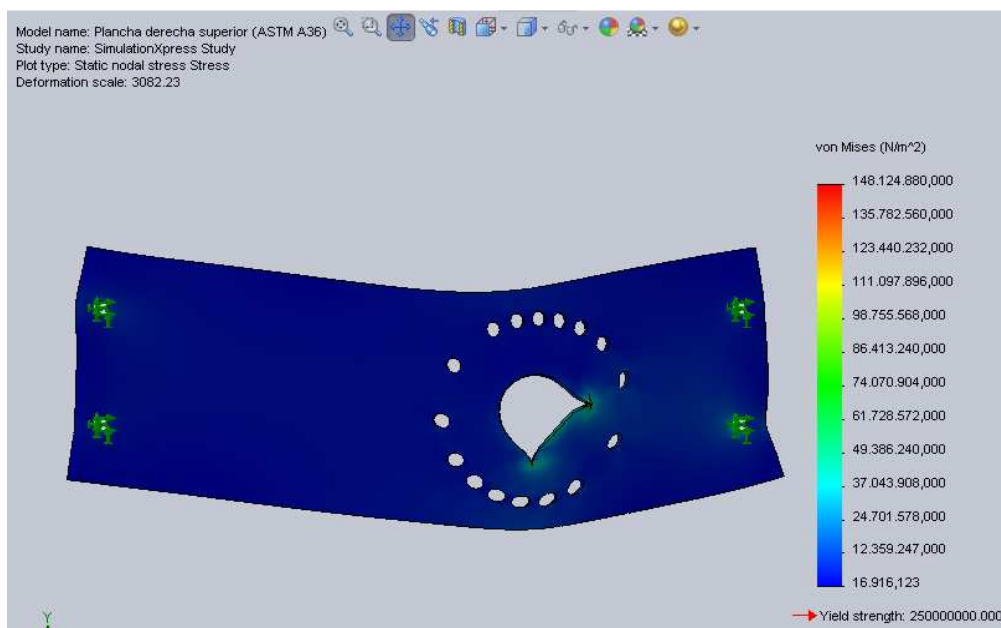


Figura 4.55. Tensiones de la plancha derecha superior

➤ **Análisis de desplazamientos**

Haciendo un análisis de la deformación lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga viva según el AISC L/360, según SAP 2000 L/240 y según otros autores L/300.

Al realizar la verificación del desplazamiento de la plancha derecha superior cuya longitud es de 213mm y asumiendo como flecha permisible L/300 se tiene que la:

$$\text{Deformación permisible} = \frac{213}{300} = 0.71\text{mm}$$

Como el valor de la deformación de la figura 4.56 (0.009mm) es inferior a la deformación permisible se concluye que la estructura posee rigidez apropiada.

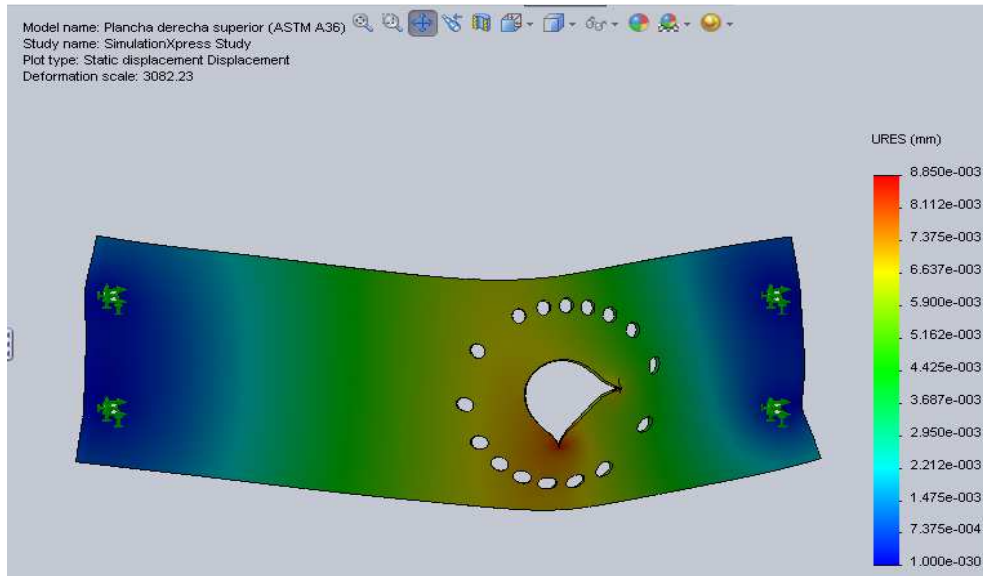


Figura 4.56. Desplazamientos de la plancha derecha superior

4.14.2.4 Diseño de los pernos para sujeción de la plancha derecha superior

Para este diseño podemos notar claramente que los pernos van a estar sometidos a corte primario, por lo tanto para un diseño estático se utiliza la ecuación 4.38:

$$\tau = \frac{V_c}{N_b * A_c} \leq \frac{S_{sy}}{n}$$

Donde:

V_c = Fuerza cortante (ver figura 4.51)

N_b = Numero de pernos donde se toma la fuerza cortante (ver plano 5)

A_c = Área de perno ($\pi * D^2 / 4$)

n = Factor de seguridad

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

➤ Cálculo del esfuerzo permisible a corte

Para calcular el esfuerzo permisible a corte se utiliza la ecuación 4.33.

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

S_y = Limite de fluencia

El diseño de los pernos se lo realiza de acuerdo a la disponibilidad del mercado, de lo cual se tiene pernos grado métrico 10.9 (ver anexo 23) cuyo límite de fluencia es:

$$S_y = 940\text{MPa} = 95.82 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Remplazando valores en ecuación 4.33 se tiene:

$$S_{sy} = 0.577 * 95.82 = 55.28 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Fuerza que actúa en los pernos para sujeción de la plancha derecha superior**

Se toma la fuerza cortante mayor la cual se encuentra en el lado B de la figura 4.51 y tiene un valor de:

$$V = 115.37\text{kgf}$$

Remplazando los datos en la ecuación 4.38 se tiene:

$$\frac{55.28}{2.5} = \frac{4 * 115.37}{2 * \pi * D^2}$$

$$D = 1.15\text{mm}$$

Por lo tanto se selecciona 4 pernos grado métrico 10.9 M5 con una longitud de 15mm ya que se encuentran como tamaño normalizado en los catálogos.

4.14.3 Diseño de la plancha derecha inferior

Las dimensiones de la plancha inferior derecha se presentan en plano 5 y las cargas que se observan en la figura 4.57 se las calcula en las siguientes secciones.

➤ Cargas presentes en el punto C (ver en la sección 4.10.2 las reacciones pertenecientes al punto B del rodillo inferior)

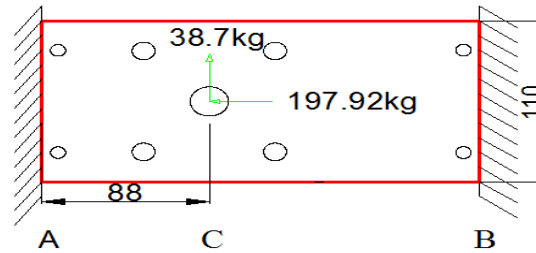


Figura 4.57. Plancha inferior derecha

Para proceder con los respectivos cálculos se trasladar todas las fuerzas actuantes en la placa a la parte inferior.

4.14.3.1 Traslado de fuerzas de la plancha derecha inferior [I]

$$M_c = 197.92 * 55 [\text{kg} * \text{mm}] = 10885.6 [\text{kg} * \text{mm}]$$

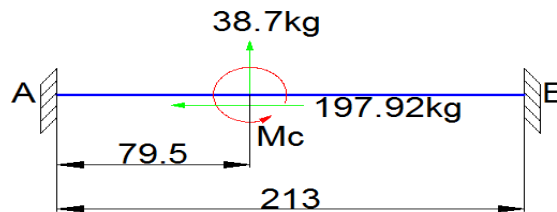


Figura 4.58. Descomposición de fuerzas de la plancha inferior derecha

Las fuerzas están dadas en kgf y las distancias en mm.

4.14.3.2 Calculo de reacciones y momentos de la plancha derecha inferior

Para encontrar las reacciones y sus momentos se aplica el método de doble integración:

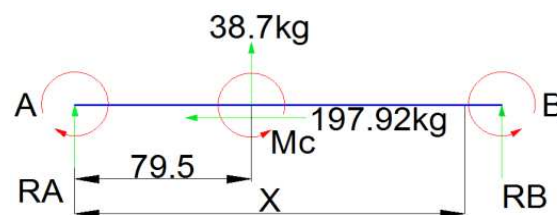


Figura 4.59. Distancia de fuerza cortante y momento flector para la plancha inferior derecha

$$EI_{xy}'' = M_A X^0 + R_A X + 38.7(X - 79.5) - M_c(X - 79.5)^0$$

$$EI_x \theta = M_A X + R_A * \frac{X^2}{2} + 38.7 \frac{(X - 79.5)^2}{2} - M_c(X - 79.5) + C \quad (4.41)$$

$$EI_{xy} = M_A \frac{X^2}{2} + R_A * \frac{X^3}{6} + 38.7 \frac{(X - 79.5)^3}{6} - M_c \frac{(X - 79.5)^2}{2} + CX + D \quad (4.42)$$

✓ **Condiciones de Equilibrio**

Cuando $X = 0$

Se tiene: $Y = 0, \theta = 0$

Reemplazando valores en las ecuaciones 4.41 y 4.42 se tiene:

$$C = 0$$

$$D = 0$$

Cuando $X = 213$

Se tiene: $Y = 0, \theta = 0$

Reemplazando valores en las ecuaciones 4.41 y 4.42 se tiene:

$$M_A + 106.5R_A - 5203.601 = 0$$

$$M_A + 71R_A - 3599.667 = 0$$

Resolviendo el sistema de dos ecuaciones se tiene:

$$R_A = 45.181[\text{kgf}] \uparrow; \quad M_A = 391.799[\text{kgf} * \text{mm}] \text{smr}$$

✓ **Sumatoria de fuerzas en el eje Y**

$$\sum F_y = 45.181 + 38.7 + R_B = 0$$

$$R_B = -83.881 \text{kgf} \downarrow$$

✓ **Sumatoria de momentos en el punto A**

$$\sum M_A = 391.799 + (38.7 * 79.5) - 10885.6 - M_B + 83.881(213) = 0$$

$$M_B = -4296.2536[\text{kgf} * \text{mm}] \text{scmr}$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortante**

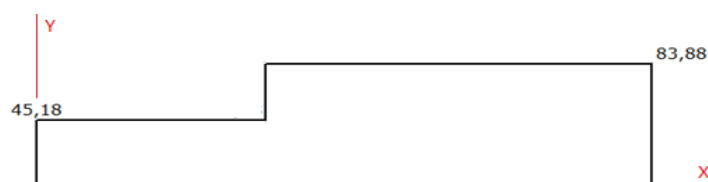


Figura 4.60. Diagrama de la fuerza cortante de la plancha inferior derecha

➤ **Diagrama de momento flector**

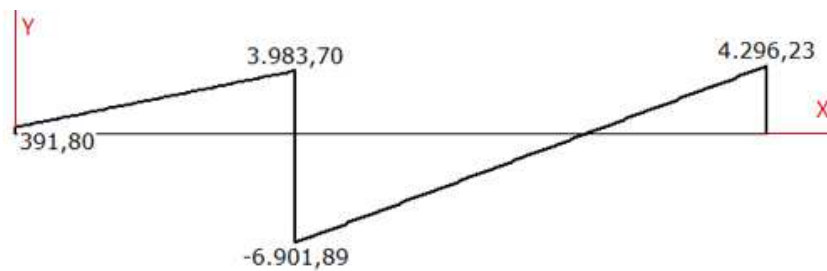


Figura 4.61. Diagrama de momento flector de la plancha inferior derecha

$$M_{max} = 6901.89[\text{kgf} * \text{mm}]$$

4.14.3.3 Cálculo del factor de seguridad de la plancha derecha inferior

El cálculo del factor de seguridad se lo realiza en SolidWorks SimulationXpress, para lo cual se debe seguir una serie de pasos los cuales se mencionan a continuación:

- Se modela la plancha lateral izquierda en SolidWorks (medidas ver plano 5)
- Se edita el material cuyas propiedades se encuentra ya establecidas en el programa (material ver plano 5)
- Se coloca las restricciones (ver figura 4.62)
- Se edita las fuerzas que se observan en la figura 4.57
- Se ejecuta el programa

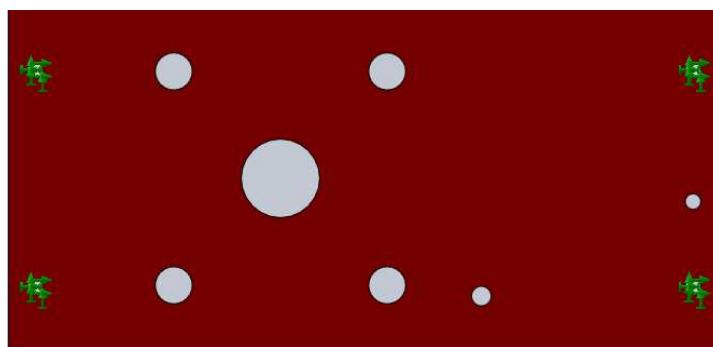


Figura 4.62. Restricciones de la plancha derecha inferior

Luego de realizar los pasos mencionados anteriormente se obtiene la siguiente información:

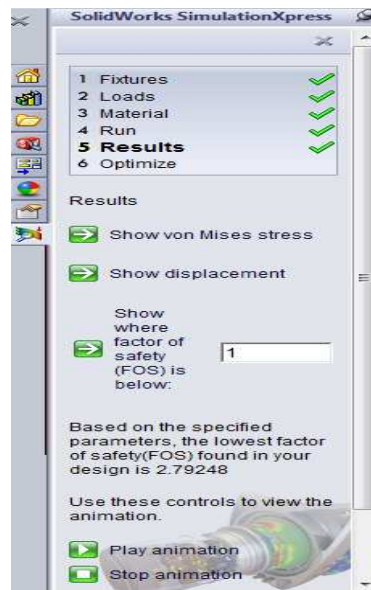


Figura 4.63. Factor de seguridad de la plancha derecha inferior

➤ Análisis de tensiones

En la figura 4.64 se observa que la tensión máxima debido a las cargas que soporta es de $89.53 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ y como el límite de fluencia de la plancha utilizada (Plancha ASTM A36) es de 248 N/mm^2 se concluye que la plancha tiene buena resistencia a los esfuerzos tensores lo cual da un factor de seguridad de:

$$n = \frac{248}{89.53} = 2.77$$

Cuyo valor se muestra en la figura 4.63.

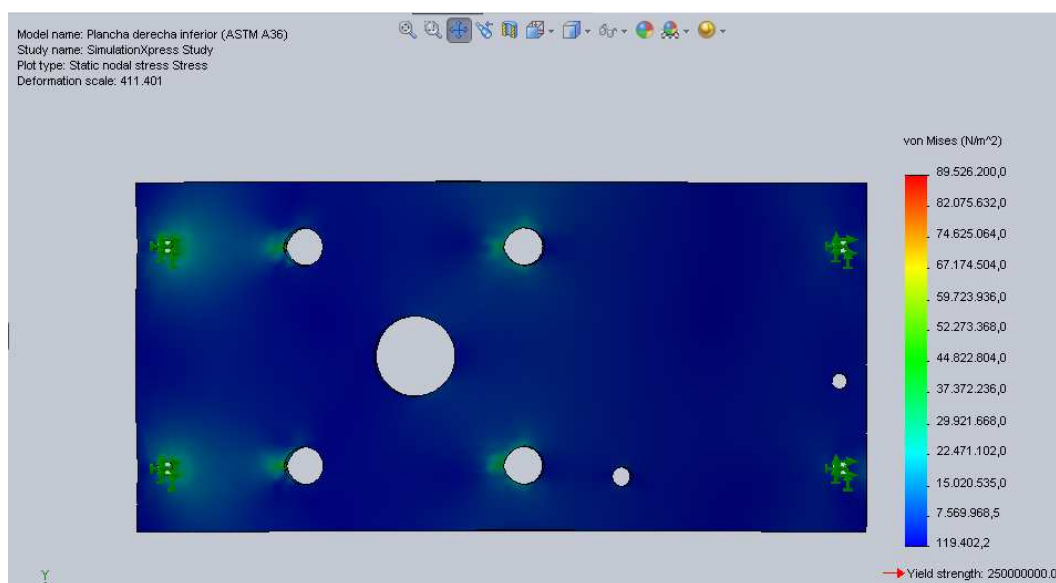


Figura 4.64. Tensiones de la plancha derecha inferior

➤ Análisis de desplazamientos

Haciendo un análisis de la deformación lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga viva según el AISC L/360, según SAP 2000 L/240 y según otros autores L/300.

Al realizar la verificación del desplazamiento de la plancha derecha inferior cuya longitud es de 213mm y asumiendo como flecha permisible L/300 se tiene que la:

$$\text{Deformación permisible} = \frac{213}{300} = 0.71\text{mm}$$

Como el valor de la deformación de la figura 4.65 (0.056mm) es inferior a la deformación permisible se concluye que la estructura posee rigidez apropiada.

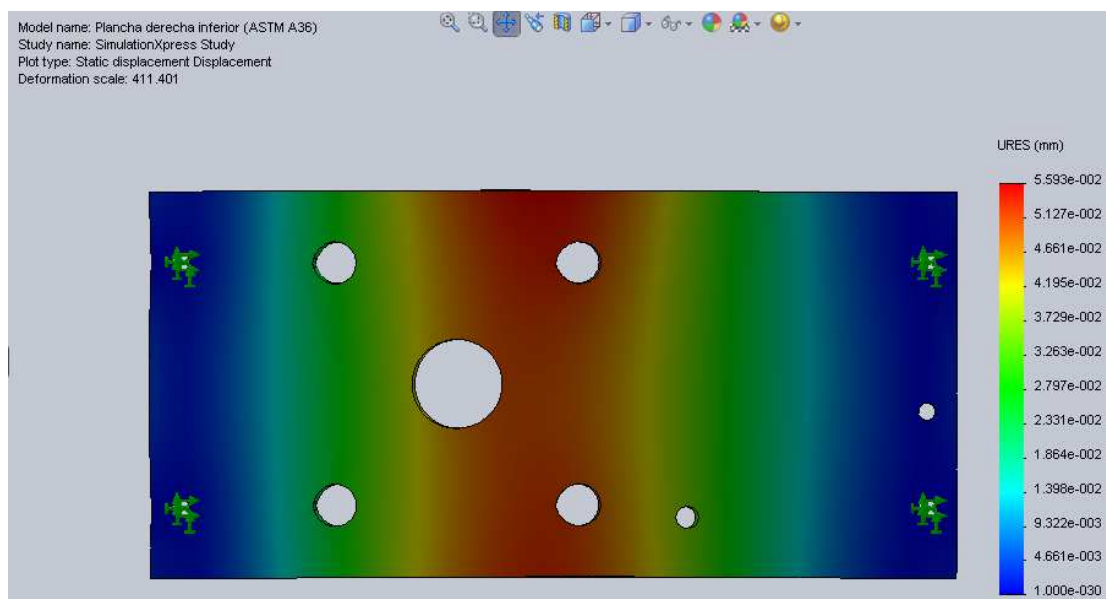


Figura 4.65. Desplazamientos de la plancha derecha inferior

4.14.3.4 Diseño de los pernos para sujeción de plancha derecha inferior

Para este diseño podemos notar claramente que los tornillos van a estar sometidos a corte primario, por lo tanto para un diseño estático se utiliza la ecuación 4.38.

$$\tau = \frac{V_c}{N_b * A_c} \leq \frac{S_{sy}}{n}$$

Donde:

V_c = Fuerza cortante (ver figura 4.60)

N_b = Numero de pernos donde se toma la fuerza cortante (ver plano 6)

A_c = Área de perno ($\pi * D^2 / 4$)

n = Factor de seguridad

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

➤ **Cálculo del esfuerzo permisible a corte**

Para calcular el esfuerzo permisible a corte se utiliza la ecuación 4.33.

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

Donde:

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

S_y = Limite de fluencia

El diseño de los pernos se lo realiza de acuerdo a la disponibilidad del mercado, de lo cual se tiene pernos grado métrico 10.9 (ver anexo 23) cuyo límite de fluencia es:

$$S_y = 940\text{MPa} = 95.82 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Remplazando valores en ecuación 4.33 se tiene:

$$S_{sy} = 0.577 * 95.82 = 55.28 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

➤ **Fuerza que actúa en los pernos para sujeción de la plancha derecha inferior**

Se toma la fuerza cortante mayor la cual se encuentra en el lado B de la figura 4.60 y tiene un valor de:

$$V = 83.88\text{kgf}$$

Remplazando los datos en la ecuación 4.38 se tiene:

$$\frac{55.28}{2.5} = \frac{4 * 83.88}{2 * \pi * D^2}$$

$$D = 1.55\text{mm}$$

Por lo tanto se selecciona 4 pernos grado métrico 10.9 M5 con una longitud de 15mm ya que se encuentran como tamaño normalizado en los catálogos.

4.15 Diseño de la estructura [9]

Para el diseño del pórtico que conforma la laminadora se utiliza el paquete computacional de SAP 2000 v 10.1 para lo cual se realiza los siguientes pasos.

4.15.1 Descripción de la estructura

La estructura propone un conjunto de ángulos 20x20x3 (ver plano 4) de acero estructural ASTM A36 unidos entre ellos mediante soldadura por lo que se obtiene un sistema estructural de nodos rígidos.

4.15.2 Geometría de la estructura

La figura 4.66 muestra la geometría de la estructura



Figura 4.66. Vista isométrica de la estructura

En la geometría se puede observar que para sujetar los demás elementos que en si conforman toda la laminadora se lo realiza mediante pernos.

4.15.3 Cargas que actúan en la estructura

Estado de carga I: Acciones debido al peso del motoreductor de velocidad.

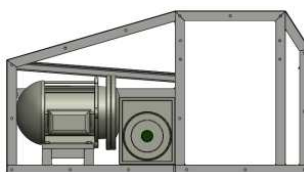


Figura 4.67. Vista lateral derecha de la estructura

El peso del motor es de 8.8 Kg (ver anexo 5) y del reductor de velocidad es de 3.63 Kg (ver anexo 24) y su centro de gravedad y apoyos (en mm) están ubicado como muestra la figura 4.68.

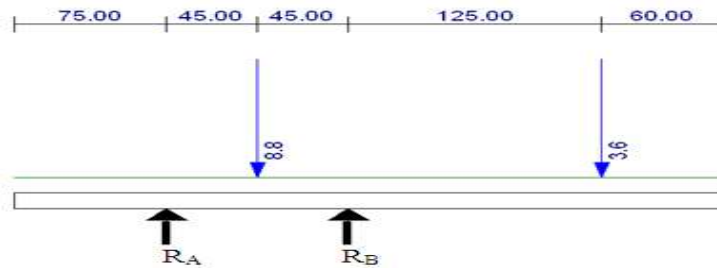


Figura 4.68. Vista de fuerzas que ejerce el motor y reductor

De los cálculos realizados mediante programa se obtiene:

$$R_A = -0.6417 \text{ Kg} \downarrow$$

$$R_B = 13.072 \text{ Kg} \uparrow$$

$$M_A = 0 \text{ Kg mm}$$

$$M_B = 453.75 \text{ Kg mm} \curvearrowright$$

R_A , R_B , M_A y M_B son las reacciones y momentos que soporta la estructura cuyos valores se muestran en la figura 4.69.

Estado de carga II: Acciones debido a la fuerza de laminado, peso de rodillos, planchas, etc.

Las fuerzas que se muestran en la figura 4.69 se encuentran calculadas en las siguientes secciones:

- Fuerzas en A=B=0.32kgf (eje z positivo) ver sección 4.15.3 - estado de carga I
- Fuerza en C=D=6.54kgf (eje z negativo) ver sección 4.15.3 - estado de carga I
- Momentos en C=D=226.88kgf*mm ver sección 4.15.3 - estado de carga I
- Fuerzas en J=M=1.2kgf (eje z negativo) ver sección 4.14.2.2
- Momentos en J=M=54.86kgf*mm ver sección 4.14.2.2
- Fuerzas en L=K=57.78kgf (eje z positivo) ver sección 4.14.2.2
- Momentos en L=K=808.01kgf*mm ver sección 4.14.2.2
- Fuerzas en E=H =22.59kgf (eje z negativo) ver sección 4.14.3.2
- Momentos en E=H =195.9kgf*mm ver sección 4.14.3.2

- Fuerzas en G=197kgf (eje x negativo) ver sección 4.14.3.2
- Fuerzas en F=I=41.94kgf ver sección 4.14.3.2
- Momentos en F=I=2148.13kgf*mm (eje z negativo) ver sección 4.14.3.2
- Fuerza en N=P=Q=1.49kgf (eje z positivo) ver sección 4.14.1.2
- Momentos en N=P=Q=170.3kgf*mm ver sección 4.14.1.2
- Fuerza en O=25.85kgf (eje x negativo) ver sección 4.14.1.2
- Fuerza en R=S=T=6.58kgf (eje z positivo) ver sección 4.14.1.2
- Momentos en R=S=T=142.131kgf*mm ver sección 4.14.1.2

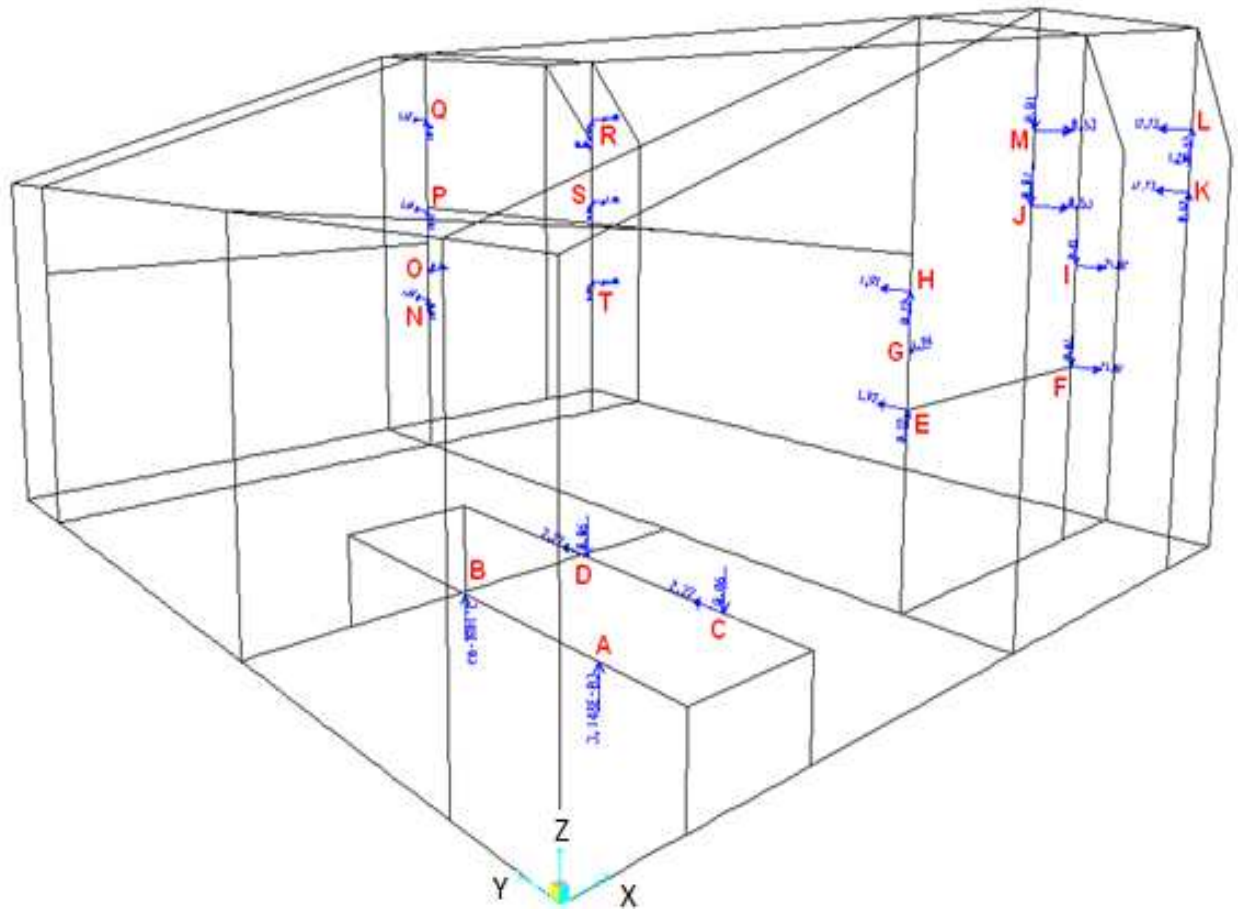


Figura 4.69. Fuerzas y momentos que actúan en la estructura

Estado de carga III: Peso de elementos,

El peso de los elementos que no se toma en cuenta en el cálculo de reacciones se incrementa al peso de de la estructura.

Pesos:

- Bandeja de entrada= 4.9 Kg (ver plano 22)

- Bandeja de salida = 3.48Kg (ver plano 13)
- Tapa interna lado izquierdo= 0.50 Kg (ver plano 10)
- Tapa interna lado derecho= 0.46 Kg (ver plano 10)
- Chapa lado derecho= 0.78 Kg (ver plano 19)
- Chapa lado izquierdo= 0.79Kg (ver plano 19)
- Chapa para limpieza= 1.77Kg (ver plano 23)
- Tapa de estructura izquierda= 1.64 Kg (ver plano 9)
- Tapa de estructura derecha=1.63 Kg (ver plano 9)
- Tapa frontal de la estructura=1.06 Kg (ver plano 14)
- Caja de circuito= 0.57 Kg (ver plano 15, 16, 17)
- Otros elementos= 4.85 Kg

Peso total de elementos de =22.43 Kg

Peso de la estructura= 13.56 Kg

Para encontrar el factor de incremento se realiza una regla de tres

$$\frac{P \text{ de estructura}}{P \text{ de estructura} + P \text{ total de elementos}} = \frac{1}{\text{Factor}}$$

$$\frac{13.56}{35.99} = \frac{1}{\text{Factor}}$$

Factor =2.65

Una vez colocado toda la carga en SAP 2000 se proceda a ejecutar el programa y se obtiene el resultado que se observa en la figura 4.70.

➤ **Análisis de razón de esfuerzos**

Una vez realizado el análisis estructural se comprueba que los elementos utilizados si soportan las cargas actuantes en la misma ya que las razones de esfuerzo presentan valores menores que 0.95.

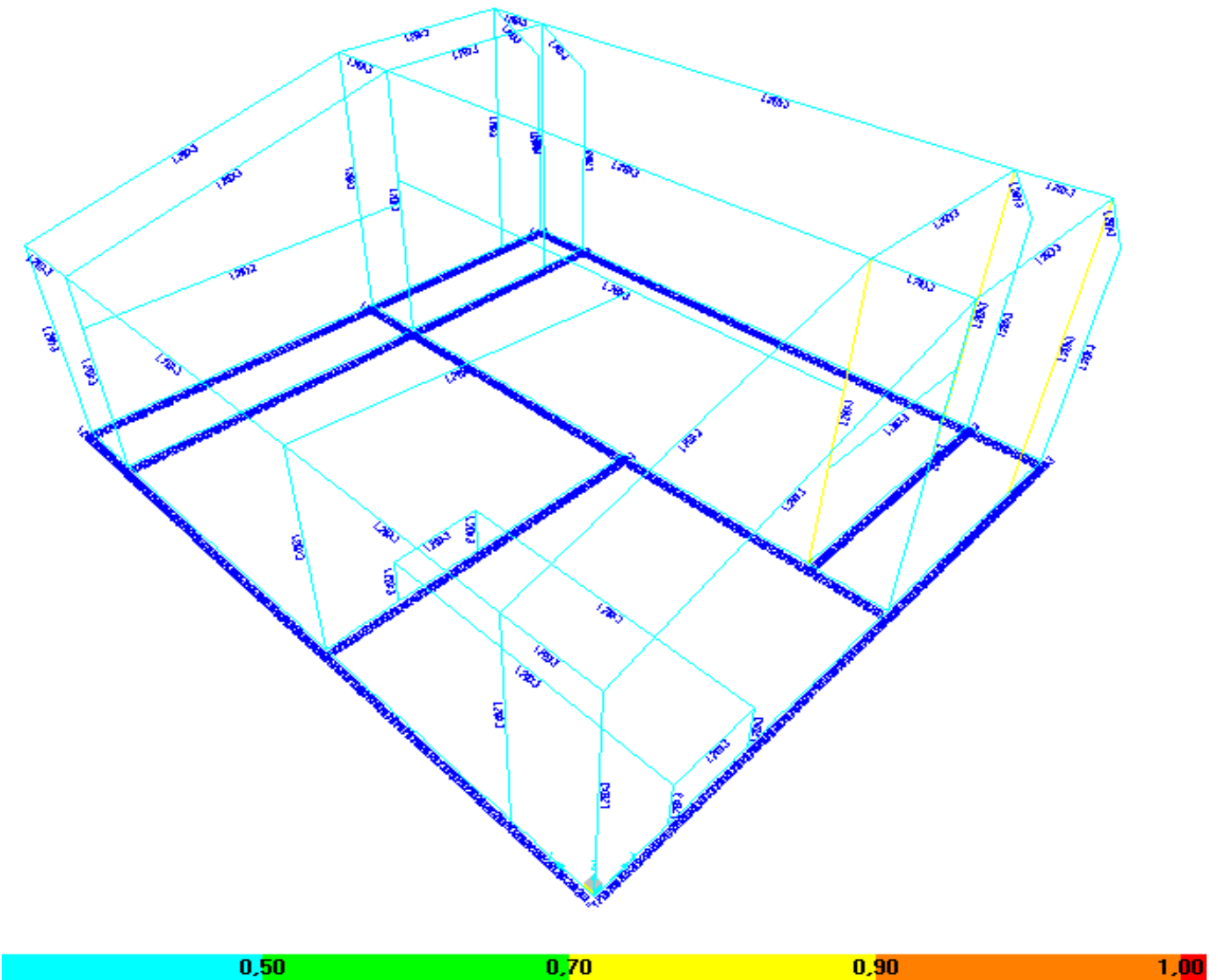


Figura 4.70. Resultados de SAP 2000: Razones de esfuerzo

➤ **Análisis de la deformación**

Haciendo un análisis de la deformación lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga viva según el AISC L/360, según SAP 2000 L/240 y según otros autores L/300.

Verificando uno de los travesaños más largo cuya longitud es de 554mm y asumiendo como flecha permisible L/300 se tiene que la:

$$\text{Deformación permisible} = \frac{554}{300} = 1.85\text{mm}$$

Como el valor de la deformación de la figura 4.71 (0.0079mm) es inferior a la deformación permisible se concluye que la estructura posee rigidez apropiada.

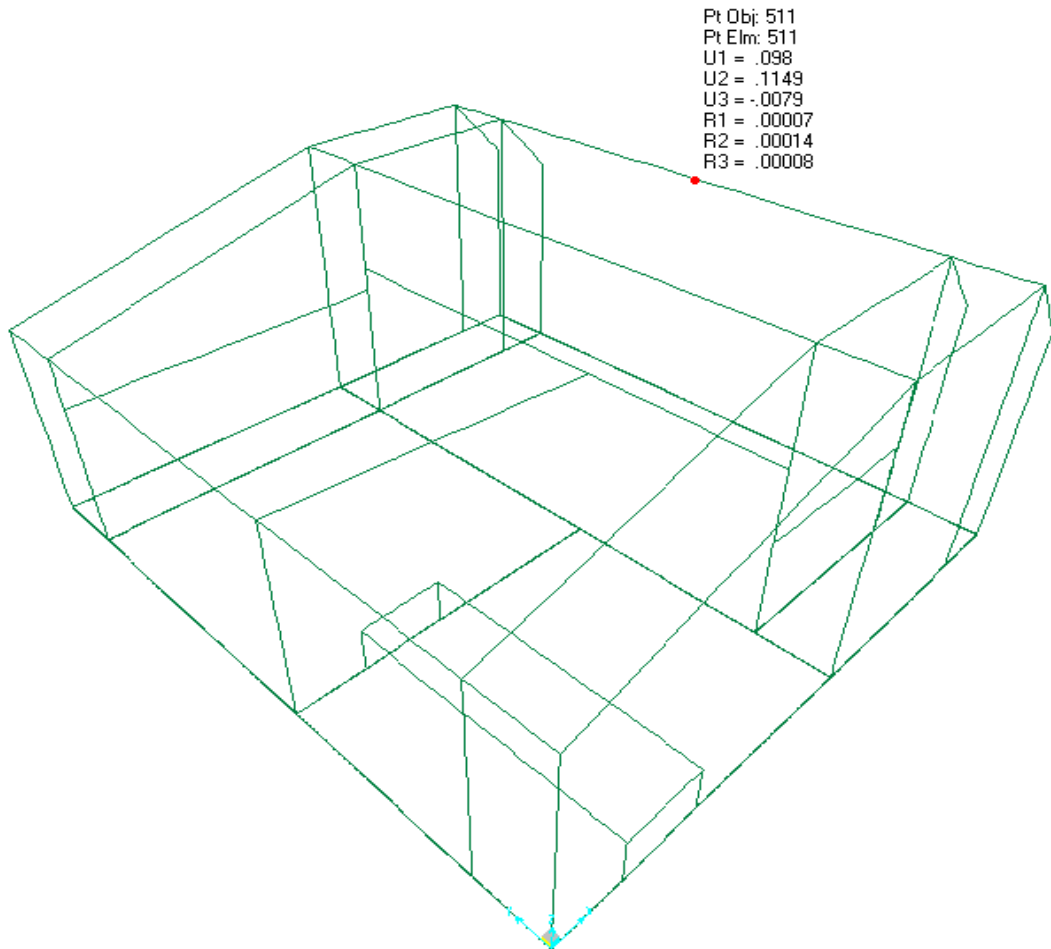


Figura 4.71. Deformación de la estructura

4.16 Diseño de muelles [7]

Para diseñar los muelles se seleccionó un Alambre revenido en aceite UNS G10650 (ver anexo 27), para resortes de uso general, además se fabrica en diámetros de 0.5 a 12mm (Dato de fabricante).

4.16.1 Diseño del muelle para la regulación del rodillo

El muelle para la regulación del rodillo soporta fuerzas de compresión, por lo tanto se realiza un diseño estático para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{8 * F * D}{\pi * d^3} * \left(1 + \frac{0.5}{C}\right) = \frac{S_{sy}}{n} \quad (4.43)$$

Donde:

F= Carga que actúa en el muelle

D = Diámetro medio del muelle

d = Diámetro del alambre

C = Índice del resorte

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

➤ **Datos que debe cumplir el muelle**

Las medidas que se presenta a continuación son las que se requiere para que el muelle se acople en el mecanismo.

- $h = 47\text{mm}$ (Altura del muelle)
- $D_i = 23\text{mm}$ (Diámetro interno del muelle)
- $F = 7.5\text{kg}$ (Fuerza promedio para halar, ver anexo 25)
- $x = 20\text{mm}$ (Deformación del muelle)

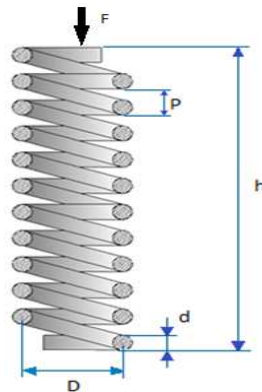


Figura 4.72. Muelle de compresión

➤ **Cálculo de diámetro medio**

$$D = (D_i + d) \quad (4.44)$$

$$D = (23 + d)$$

➤ **Cálculo del índice del resorte**

$$C = \frac{D}{d} \quad (4.45)$$

$$C = \frac{23 + d}{d}$$

➤ **Cálculo del esfuerzo permisible a corte**

$$S_{sy} = 0.577 * 0.75 * \frac{A}{d^m} \quad (4.46)$$

Donde:

$A = 149\text{kpsi} = 104.739 \text{ kg/mm}^2$ (Constante ver anexo 26)

$m = 0.186$ (Exponente ver anexo 26)

$d =$ Diámetro del alambre

$$S_{sy} = 0.577 * 0.75 * \frac{104.739}{d^{0.186}}$$

$$S_{sy} = \frac{45.33}{d^{0.186}}$$

Remplazando valores en ecuación 4.43

$$\frac{8 * 7.5 * (23 + d)}{\pi * d^3} * \left(1 + \frac{0.5}{\frac{23 + d}{d}}\right) = \frac{45.33}{d^{0.186}}$$

$$d = 2.94\text{mm}$$

Para la construcción del muelle a compresión se elige un diámetro de alambre de 3mm.

➤ **Cálculo de la longitud cerrada**

$$l_{\text{cerrada}} = (h - l_{\text{libre}}) \quad (4.47)$$

Donde:

$h =$ Altura del muelle

$L_{\text{libr}} =$ deformación

$$l_{\text{cerrada}} = (47 - 20)\text{mm} = 27\text{mm}$$

➤ **Cálculo del número de espiras [N_T]**

$$N_T = \frac{l_{\text{cerrada}}}{d} \quad (4.48)$$

$$N_T = \frac{27}{3} = 9 \text{ espiras}$$

➤ **Cálculo del paso**

$$p = \frac{h}{N_T} \quad (4.49)$$

$$p = \frac{47}{9} = 5.22 \text{ mm/espiras}$$

4.16.2 Diseño del muelle para el tensado de la cadena

La fuerza de tensar de la cadena se realiza experimentalmente tomando en cuenta que la fuerza que se aplica no cause ningún daño a la transmisión.



Figura 4.73. Tensado de la cadena

Del experimento que se observa en la figura 4.73 para el cual se utilizó un dinamómetro se obtiene una fuerza de 20N.

El muelle para realizar el tensado soporta fuerzas de tracción, para lo cual se utiliza la ecuación 4.43 para el diseño estático del cuerpo del muelle y la ecuación 4.50 para realizar el diseño estático del gancho del muelle.

$$\frac{8 * F * D}{\pi * d^3} * \left(1 + \frac{0.5}{C}\right) = \frac{S_{sy}}{n},$$

Donde:

F= Carga que actúa en el muelle.

D= Diámetro medio del muelle.

d= Diámetro del alambre.

C = Índice del resorte.

S_{sy} = Esfuerzo permisible a corte

➤ **Datos que debe cumplir el muelle**

Las medidas que se presenta a continuación son las que se requiere para que el muelle se acople al mecanismo.

L_t = 55mm (Longitud total del muelle)

D_e = 13mm (Diámetro exterior del muelle)

X = 5mm (Desplazamiento del muelle)

F = 2.04Kgf (Fuerza obtenida del experimento)

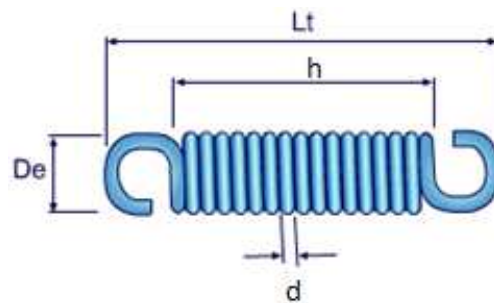


Figura 4.74. Muelle a tracción para el tensor

4.16.2.1 Diseño del cuerpo del muelle tensor

➤ **Cálculo de diámetro medio**

$$D = (D_e - d)$$

Donde:

D = Diámetro medio del muelle

D_e = Diámetro exterior del muelle

d = Diámetro del alambre

$$D = (13 - d)$$

➤ **Cálculo del índice del resorte**

Utilizando la ecuación 4.45 y reemplazando D se tiene:

$$C = \frac{13 - d}{d}$$

➤ **Cálculo del esfuerzo permisible a corte**

Para el cálculo el esfuerzo permisible a corte se utiliza la ecuación 4.46

$$S_{sy} = 0.577 * 0.75 * \frac{A}{d^m}$$

Donde:

$A = 149\text{kpsi} = 104.739 \text{ kg/mm}^2$ (Constante ver anexo 26)

$m = 0.186$ (Exponente ver anexo 26)

$d =$ Diámetro del alambre

$$S_{sy} = 0.577 * 0.75 * \frac{104.739}{d^{0.186}}$$

$$S_{sy} = \frac{45.33}{d^{0.186}}$$

Remplazando valores en ecuación 4.43

$$\frac{8 * 2.04 * (13 - d)}{\pi * d^3} * \left(1 + \frac{0.5}{\frac{13 - d}{d}} \right) = \frac{45.33}{d^{0.186}}$$

$$d = 1.66\text{mm}$$

Para compensar debido a que el muelle presenta pequeños cambios se utiliza un factor de seguridad de 3.

4.16.2.2 Diseño del gancho para el muelle tensor

Para diseñar el gancho se utiliza la siguiente ecuación.

$$\frac{4 * F}{\pi * d^2} + \frac{32 * F * D}{2 * \pi * d^3} = \frac{S_y}{n} \quad (4.50)$$

Las incógnitas de la ecuación 4.50 son las mismas que se utiliza para el diseño del cuerpo del muelle



Figura 4.75. Gancho del muelle a tracción para el tensor

➤ **Cálculo del límite de fluencia**

$$S_y = 0.75 * \frac{A}{d^m} \quad (4.51)$$

Los datos que presenta la ecuación 4.51 son los mismos que se utiliza en el diseño del cuerpo del resorte

$$S_y = 0.75 * \frac{104.739}{d^{0.186}} = \frac{78.55}{d^{0.186}}$$

Remplazando valores en ecuación 4.50 se tiene:

$$\frac{4 * 2.04}{\pi * d^2} + \frac{32 * 2.04 * (13 - d)}{2 * \pi * d^3} = \frac{78.55}{d^{0.186}}$$

$$d = 1.50 \text{ mm}$$

En base a los valores que se obtienen tanto en el diseño del cuerpo como del gancho del muelle se elige diámetro de alambre de 1.7mm

➤ **Cálculo de la longitud cerrada**

Para calcular la longitud serrada se utiliza la ecuación 4.47

$$l_{\text{cerrada}} = (h - l_{\text{libre}})$$

Donde:

h = Altura del muelle

L_{libr} = deformación

$$l_{\text{cerrada}} = (32.4 - 5) \text{ mm} = 27.4 \text{ mm}$$

➤ **Cálculo del número de espiras [N_T]**

Se utiliza la ecuación 4.48

$$N_T = \frac{l_{\text{cerrada}}}{d}$$

$$N_T = \frac{27.4}{1.7} = 16 \text{ espiras}$$

➤ **Cálculo del paso.**

Se utiliza la ecuación 4.49.

$$p = \frac{h}{N_T}$$

$$p = \frac{32.4}{16} = 2.025 \text{ mm/espiras}$$

4.17 Diseño del circuito eléctrico

El diseño consta de un circuito de potencia y uno circuito de control con su respectiva protección [10].

Los elementos que conforman el circuito deben cumplir con los siguientes requerimientos:

- Voltaje = 110 V.
- Frecuencia = 60HZ,
- Corriente = 8.4 A y una potencia de 3/4Hp

Los elementos seleccionados que conforman el diagrama eléctrico se muestra en la siguiente tabla:

TABLA 4.13. ELEMENTOS ELÉCTRICOS.

CANTIDAD	CÓDIGO	DESCRIPCION
1.00	C-75330	Contact.magnét. 2Hp 2.5Kw GMC 9 LG
3.00	C-61666	Conductor Cu flexible TFF#12 Cablec
1.00	C-61263	Conductor Cu flexible TFF#16 Cablec
1.00	T-28299	Térmico LG, 9-13A, Contactor GMC-18
1.00	P-85060	Pulsad.dble Lum 22mm 1NA+1NC+Luz V/

A continuación se presenta el diagrama eléctrico para la instalación del motor.

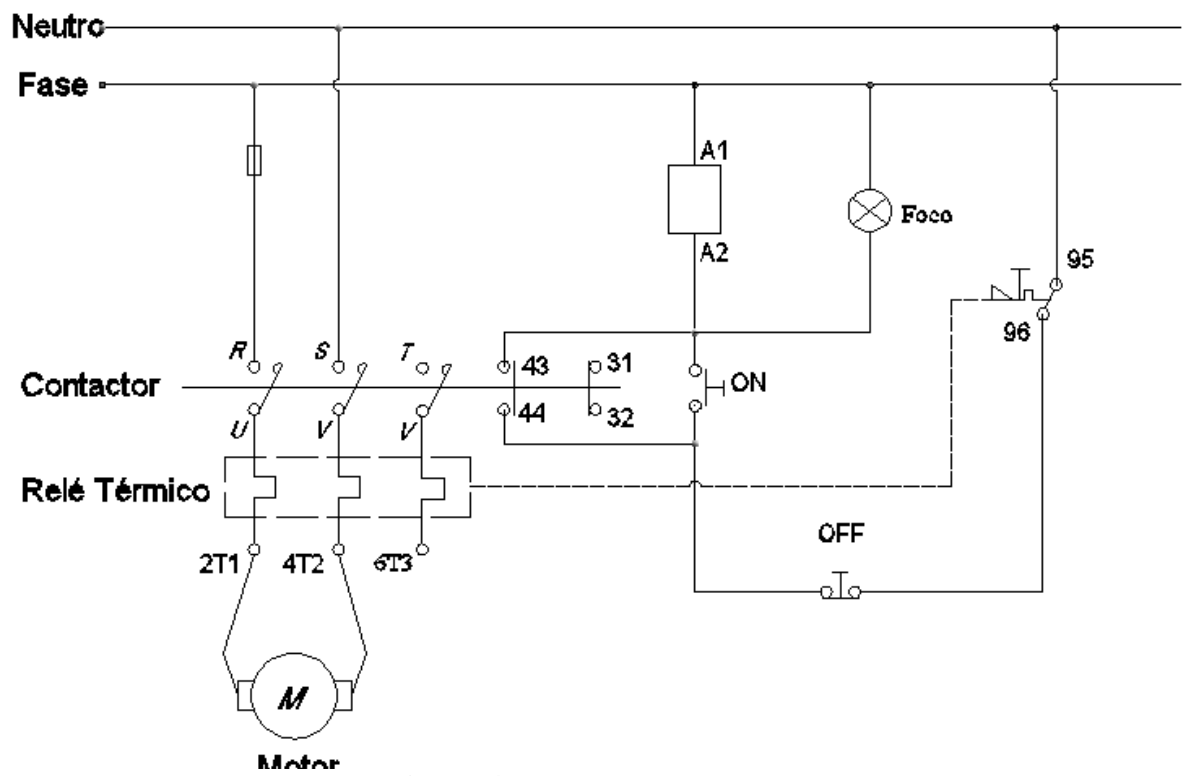


Figura 4.76. Diagrama eléctrico

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA LAMINADORA

5.1 Componentes del equipo y tecnología de la construcción

En el proceso de construcción, montaje e instalación de la laminadora se utilizará las siguientes máquinas herramientas las cuales se muestran a continuación:

- Prensa de banco
- Flexómetro
- Arco de sierra
- Soldadora eléctrica
- Moladora
- Taladro de mano
- Taladro pedestal
- Torno
- Calibrador pie de rey
- Cuchillas para tornear
- Entenalla
- Escuadra
- Sueda oxiacetilénica
- Limas
- Dobladora de tol
- Llaves
- Brocas
- Machuelos
- Destornilladores

5.2 Procedimiento de construcción

En la tabla 5.1 se muestra las partes constitutivas de la máquina laminadora, sus elementos y el material del cual se construye.

Tabla 5.1. PARTES CONSTRUCTIVAS DE LA LAMINADORA

SISTEMA	ELEMENTO	CANTIDAD	MATERIAL/MODELO
Sistema Estructural	Estructura	1	Acero Estructural ASTM A36
	Placa lateral izquierda	1	Acero Estructural ASTM A36
	Placa lateral derecha superior	1	Acero Estructural ASTM A36
	Placa lateral derecha inferior	1	Acero Estructural ASTM A36
	Bandeja de entrada	1	Acero Inox. AISI 304L
	Tapa interna lateral izquierda	1	Acero Inox. AISI 304L
	Placa interna lateral derecha	1	Acero Inox. AISI 304L
	Bandeja de salida	1	Acero Inox. AISI 304L

	Tapa de la estructura derecha	1	Acero Inox. AISI 304L
	Tapa de la estructura izquierda	1	Acero Inox. AISI 304L
	Tapa frontal de la estructura	1	Acero Inox. AISI 304L
	Chapa para limpieza	1	Acero Inox. AISI 304L
	Chapa lado derecho	1	Acero Inox. AISI 304L
	Chapa lado izquierdo	1	Acero Inox. AISI 304L
Sistema de Laminación	Barra perforada R superior	1	Acero Inox. AISI 304L
	Barra perforada R. Inferior.	1	Acero Inox. AISI 304L
	Buje derecho	1	Acero AISI 1018
	Buje izquierdo	1	Acero AISI 1018
	Buje derecho	1	Acero AISI 1018
	Buje izquierdo	1	Acero AISI 1018
	Eje excéntrico	1	Acero AISI 4140
	Rodamiento de bolas	2	SKF
Sistema de Regulación	Perilla reguladora de posición	1	Acero Inox. AISI 304L
	Muelle de compresión	1	Acero Para muelles
	Perno con arandela	1	DIN 7990
	Tapa para la perilla reguladora	1	Nylon
Rascadores	Varilla de 1/4 in	2	Acero Inox. AISI 304L
	Láminas de 1,4mm	2	Acero Inox. AISI 304L
	Resortes de tensión	4	Normalizado
Sistema de Transmisión	Motoreductor	1	Metalcorte
	Catalinas	3	Acero AISI 8620
	Chumaceras de pared	2	Normalizado
	Cadena	1	Normalizado
Sistema Tensor	Brazo regulador	1	Acero Estructural ASTM A36
	Perno de anclaje con tuerca	2	DIN 7990
	Bocín	1	Acero AISI 1018
	Rodamiento de bolas	1	NTN
	Catalina	1	Acero AISI 8620
Sistema Eléctrico	Caja de circuitos	1	Tol Galvanizado
	Tapa para la caja de circuitos	1	Tol Galvanizado
	Contactador	1	Normalizado
	Cables	3	Normalizado
	Enchufe	1	Normalizado

5.3 Construcción y montaje

5.3.1 Construcción de la laminadora

En la tabla 5.2 se detalla los tiempos que se demora en construir cada elemento que conforma la laminadora

Tabla 5.2. TIEMPOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA LAMINADORA

SISTEMAS	ELEMENTO	N°	OPERACIONES	TIEMPO (h)
SISTEMA ESTRUCTURAL	Estructura	1	Toma de medidas	0,5
		2	Corte	2
		3	Pre soldado	2
		4	Escuadrado	1,5
		5	Soldado	2
	Placa lateral izquierda	6	Trazado	0,5
		7	Corte	0,5
		8	Pulido	0,1
		9	Taladrado	0,5
		10	Montaje	0,5
	Placa lateral derecha superior	11	Trazado	0,5
		12	Corte	0,5
		13	Pulido	0,1
		14	Taladrado	0,5
		15	Montaje	0,5
	Placa lateral derecha inferior	16	Trazado	0,5
		17	Corte	0,5
		18	Pulido	0,1
		19	Taladrado	0,5
		20	Montaje	0,5
	Bandeja de entrada	21	Trazado	0,5
		22	Corte	0,5
		23	Pulido	0,1
		24	Doblado	0,75
		25	Taladrado	0,75
		26	Montaje	0,75
	Tapa interna lateral izquierda	27	Trazado	0,5
		28	Corte	0,5
		29	Pulido	0,1
		30	Taladrado	0,5

	31	Montaje	0,5
Tapa interna lateral derecha	32	Trazado	0,5
	33	Corte	0,5
	34	Pulido	0,1
	35	Taladrado	0,5
	36	Montaje	0,5
	Bandeja de salida	37	Trazado
38		Corte	0,5
39		Pulido	0,1
40		Doblado	0,75
41		Taladrado	0,75
42		Montaje	0,75
Tapa de la estructura derecha	43	Trazado	0,5
	44	Corte	0,5
	45	Pulido	0,1
	46	Taladrado	0,5
	47	Montaje	0,5
Tapa de la estructura izquierda	48	Trazado	0,5
	49	Corte	0,5
	50	Pulido	0,1
	51	Taladrado	0,5
	52	Montaje	0,5
Tapa frontal de la estructura	53	Trazado	0,5
	54	Corte	0,5
	55	Pulido	0,1
	56	Taladrado	0,5
	57	Montaje	0,5
Chapa para la limpieza	58	Trazado	0,5
	59	Corte	0,5
	60	Pulido	0,1
	61	Taladrado	0,5
	62	Montaje	0,5
Chapa lado derecho	63	Trazado	0,5
	64	Corte	0,5
	65	Pulido	0,1
	66	Taladrado	0,5
	67	Montaje	0,5
Chapa lado izquierdo	68	Trazado	0,5
	69	Corte	0,5

SISTEMA DE LAMINACIÓN		70	Pulido	0,1
		71	Taladrado	0,5
		72	Montaje	0,5
	Barra perforada superior	73	Refrentado	1,5
		74	Pulido	0,5
	Barra perforada inferior	75	Refrentado	1,5
		76	Pulido	0,5
	Buje derecho del rodillo inferior	77	Refrentado	0,75
		78	Cilindrado 1	1
		79	Cilindrado 2	0,75
		80	Cilindrado 3	0,25
		81	Tolerancia	0,15
		82	Montaje	0,25
	Buje izquierdo del rodillo inferior	83	Refrentado	0,75
		84	Cilindrado 1	1
		85	Cilindrado 2	0,75
		86	Cilindrado 3	0,25
		87	Tolerancia	0,15
88		Montaje	0,15	
Buje derecho del rodillo superior	89	Refrentado	0,75	
	90	Perforado	0,5	
	91	Cilindrado 1	0,25	
	92	Cilindrado 2	0,25	
	93	Cilindrado 3	0,25	
	94	Cilindrado interior	0,5	
	95	Tolerancia	0,15	
	96	Taladrado	0,75	
	97	Machuelado	0,75	
	98	Montaje	0,25	
Buje izquierdo del rodillo superior	99	Refrentado	0,75	
	100	Perforado	0,5	
	101	Cilindrado 1	0,25	
	102	Cilindrado 2	0,25	
	103	Cilindrado interior	0,5	
	104	Tolerancia	0,15	
	105	Montaje (rodamiento)	0,1	
	106	Montaje (barra perforada)	0,25	
Eje excéntrico	107	Refrentado	0,5	
	108	Cilindrado	1	

		109	Tolerancia (torno)	0,75	
		110	Marcaje de puntos excentri.	0,5	
		111	Cilindrado excéntrica.	2	
SISTEMA DE REGULACION	Perilla reguladora de posición	112	Trazado	0,15	
		113	Corte de la placa	0,15	
		114	Pulido	0,15	
		115	Taladrado	0,15	
		116	Machuelado	0,15	
		117	Acople de las clavijas	0,1	
		118	Corte del tubo	0,1	
		119	Lijado del tubo	0,1	
		120	Soldado de la placa y tubo	0,1	
		Tapa para la perilla reguladora	121	Corte del nylon	0,15
			122	Perforado	0,1
			123	Cilindrado externo	0,25
124	Cilindrado interno		0,25		
125	Acople con la perilla		0,1		
RASCADORES	Varillas	126	Toma de medida	0,08	
		127	Corte	0,05	
		128	Pulido	0,05	
	Láminas	129	Trazado	0,25	
		130	Corte	0,25	
		131	Pulido	0,1	
		132	Taladrado	0,1	
		133	Doblado	0,1	
		134	soldado varillas y laminas	0,25	
		135	Afilado de los rascadores	0,15	
		136	Colocación de resortes	0,1	
		SISTEMA DE TRANSMISIÓN	Catalina Superior	137	Perforado central
138	Perforado 3 agujeros			0,25	
139	Machuelado 3 agujeros			0,5	
140	Montaje			0,1	
141	Lubricación			0,05	
Catalina Inferior	142		Perforado central	0,15	
	143		Chaveteado	0,25	
	144		Montaje	0,1	
	145		Lubricación	0,05	
Chumaceras de pared	146		Montaje de chumacera	0,1	
	147		Lubricación	0,05	

	Cadena	148	Montaje de la cadena	0,1
		149	Lubricación	0,05
SISTEMA TENSOR	Brazo tensor	150	Modelado	0,15
		151	Taladrado 2 agujeros	0,15
		152	Corte	0,15
		153	Pulido	0,1
		154	Corte	0,1
	Buje	155	Refrentado	0,1
		156	Perforado	0,1
		157	Cilindrado	0,1
		158	Tolerancia (torno)	0,05
	Rodamiento	159	Acople en el bocín	0,05
		160	Lubricación	0,05
	Catalina	161	Perforado (torno)	0,1
		162	Acople en el aguj.sup.	0,1
163		Lubricación	0,05	
SISTEMA ELÉCTRICO	Motor reductor	164	Conexión interna del moto.	0,15
	Caja de Circuitos	165	Trazado	0,25
		166	Corte	0,5
		167	Doblado	0,25
		168	Soldado	0,15
		169	Taladrado de agujero de suj.	0,15
		170	Montaje	0,1
	Tapa para la caja de circuitos	171	Trazado	0,25
		172	Corte	0,12
		173	Doblado	0,12
		174	Soldado	0,1
		175	Taladrado de aguj de suje	0,15
		176	Montaje en la caja	0,05
	Contactor	177	Conexión del cont. al moto.	0,25
Tiempo total (h)				70.32

5.3.1.1 Flujograma de construcción de las partes de la laminadora.

A continuación se muestra los distintos flujogramas de construcción los cuales esta correlacionados con la construcción de la laminadora.

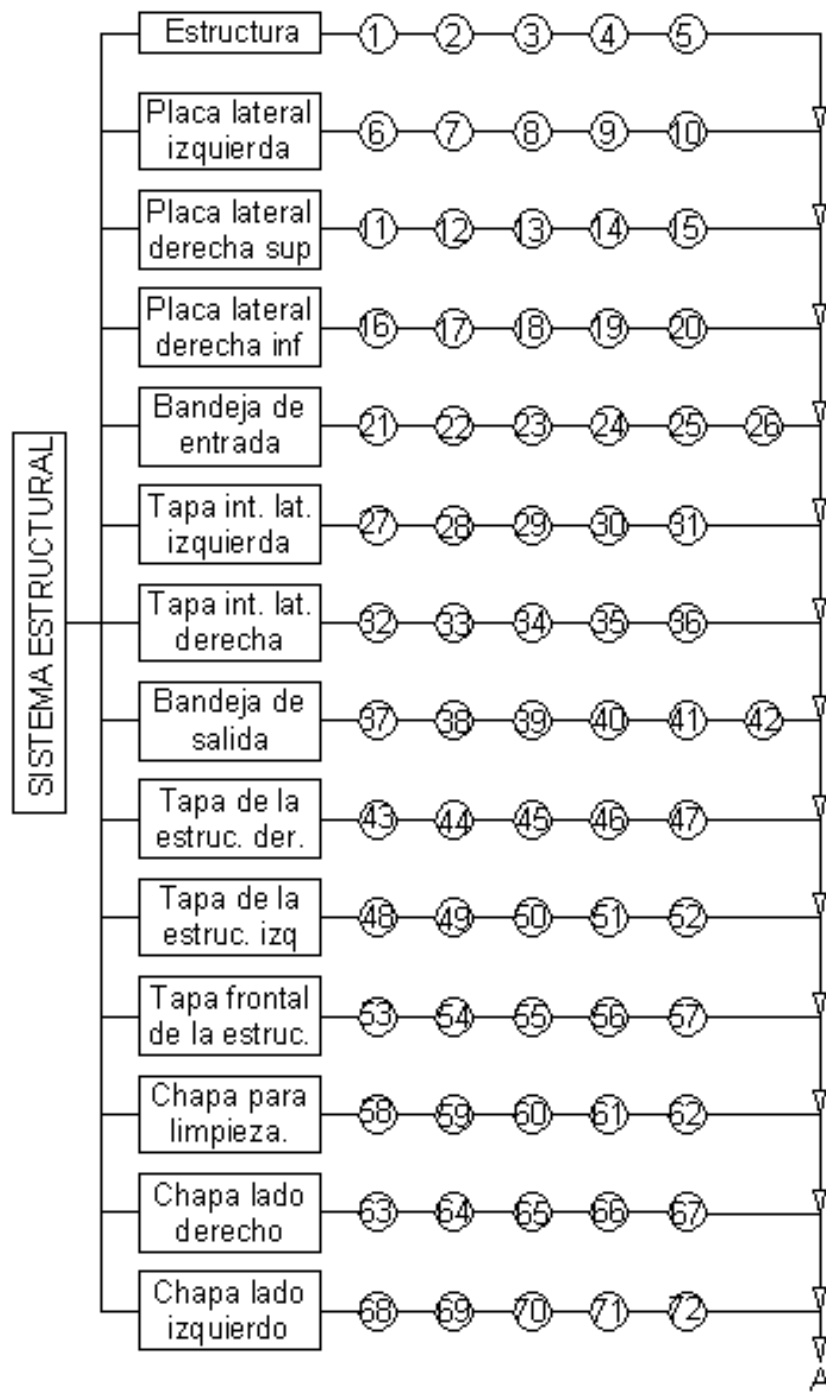


Figura 5.1. Flujograma de construcción del sistema estructural

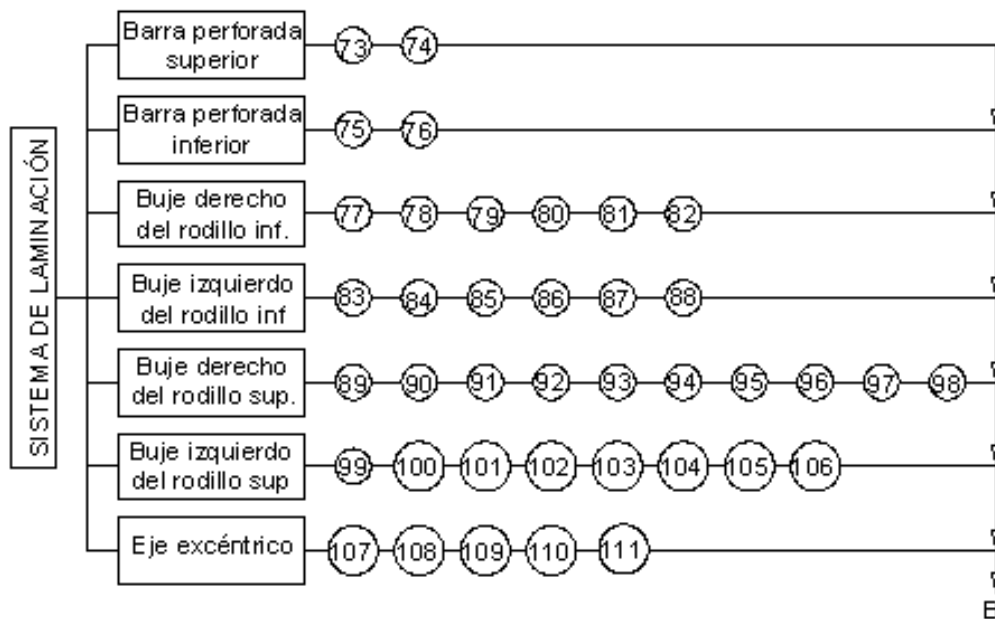


Figura 5.2. Flujograma de construcción del sistema de laminación

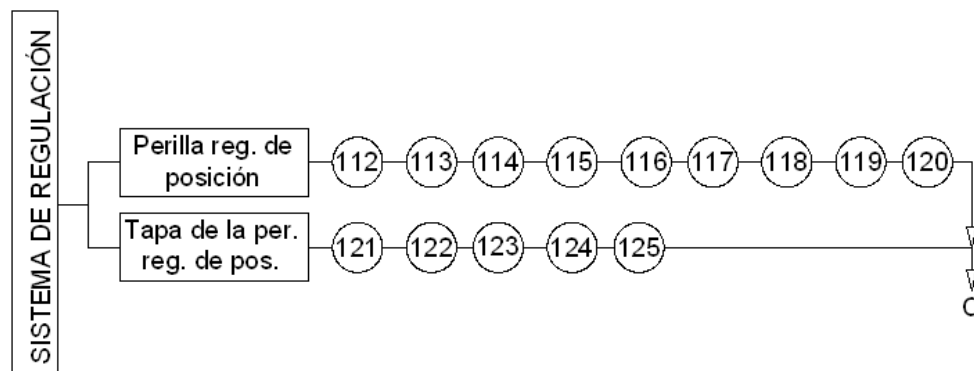


Figura 5.3. Flujograma de construcción del sistema de regulación

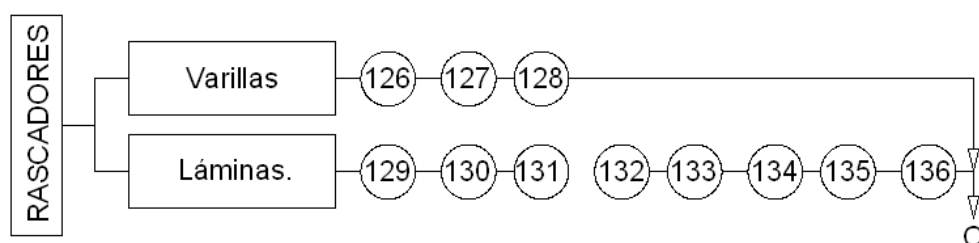


Figura 5.4. Flujograma de construcción de los rascadores

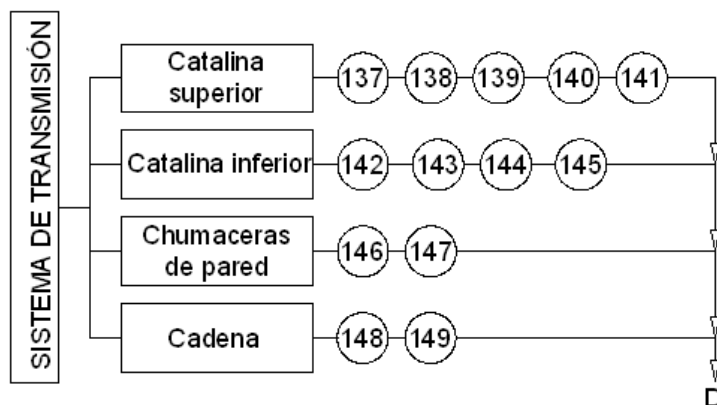


Figura 5.5. Flujograma de construcción del sistema de transmisión

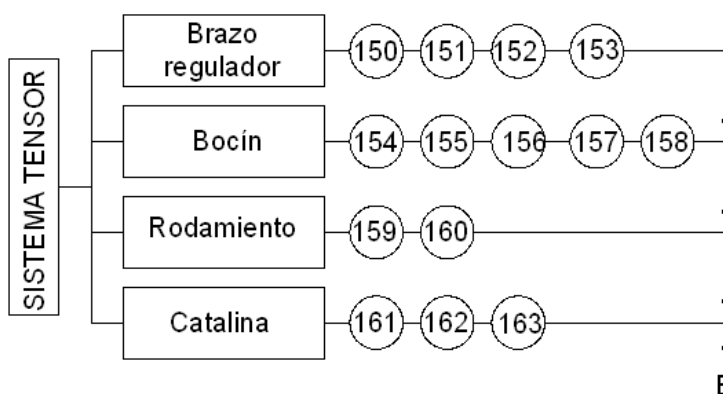


Figura 5.6. Flujograma de construcción del tensor

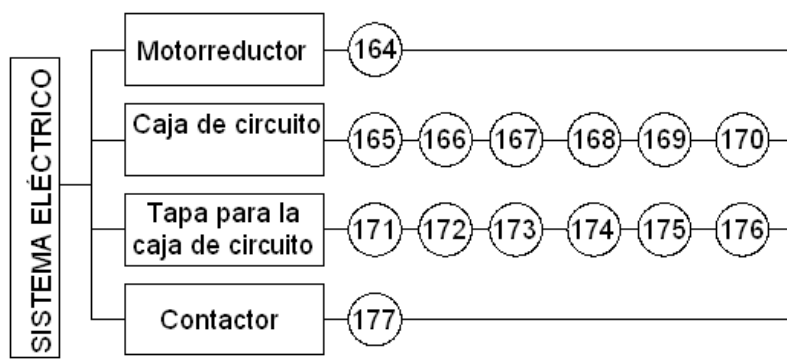


Figura 5.7. Flujograma de construcción del circuito eléctrico

5.3.2 Montaje de la laminadora.

Los tiempos utilizados durante el montaje de la máquina se presentan a continuación.

Tabla 5.3. MONTAJE DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

MONTAJE DEL SISTEMA ESTRUCTURAL		
OPERACIÓN	SIMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M1	1
Montaje de la estructura	M2	8
Montaje de la placa lateral izquierda	M3	0.5
Montaje de la placa lateral derecha superior	M4	0,5
Montaje de la placa lateral derecha inferior	M5	0.5
Montaje de la bandeja de entrada	M6	0,5
Montaje de la tapa interna lateral izquierda	M7	0.5
Montaje de la tapa interna lateral derecha	M8	0.5
Montaje de la bandeja de salida	M9	0.5
Montaje de la tapa de la estructura derecha	M10	0.5
Montaje de la tapa de la estructura izquierda	M11	0.5
Montaje de la tapa frontal de la estructura	M12	0.5
Montaje de la chapa para limpieza	M13	0.5
Montaje de la chapa lado derecho	M14	0.5
Montaje de la chapa lado izquierdo	M15	0.5
Ajuste de pernos	M16	0.15
SUBTOTAL		15.65

Tabla 5.4. MONTAJE DEL SISTEMA DE LAMINACIÓN.

MONTAJE SISTEMA DE LAMINACIÓN		
OPERACIÓN	SIMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M17	1
Montaje del buje derecho	M18	0.25
Montaje del buje izquierdo	M19	0.15
Montaje del bocín derecho	M20	0.35
Montaje del bocín izquierdo	M21	0.35
Montaje del eje excéntrico	M22	0.25
Ajuste de Pernos	M23	0.15
SUBTOTAL		2.5

Tabla 5.5. MONTAJE DEL SISTEMA DE REGULACIÓN

MONTAJE DEL SISTEMA DE REGULACIÓN		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de los elementos al sitio de trabajo	M24	1
Montaje de la perilla reguladora de posición	M25	0.1
Montaje de la tapa de la perilla reguladora	M26	0,1
SUBTOTAL		1.2

Tabla 5.6. MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M27	1
Montaje de la catalina superior	M28	0.1
Montaje de la catalina inferior	M29	0.1
Montaje de las chumaceras de pared	M30	0.1
Montaje de la cadena	M31	0.1
SUBTOTAL		1.4

Tabla 5.7. MONTAJE DEL TENSOR

MONTAJE DEL SISTEMA TENSOR Y RASCADORES		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M32	1
Montaje del sistema tensor	M33	0.15
SUBTOTAL		1.15

Tabla 5.8. MONTAJE DEL CIRCUITO ELÉCTRICO

MONTAJE DEL SISTEMA ELECTRICICO		
OPERACIÓN	SÍMBOLO	TIEMPO (horas)
Traslado de elementos al sitio de trabajo	M34	1
Montaje del motorreductor	M35	0.15
Montaje de la caja de circuitos con circuito	M36	0.15
Montaje de la tapa para la caja de circuitos	M37	0.05
SUBTOTAL		1.35

5.3.2.1 Flujograma de montaje de la laminadora

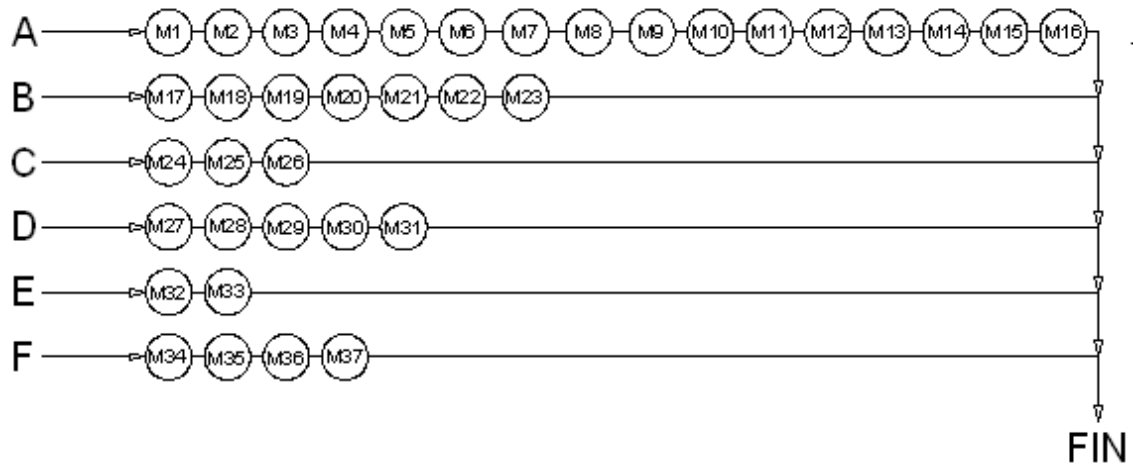


Figura 5.8. Flujograma de montaje de la laminadora

El flujograma mostrado en la figura 5.8 indica las distintas operaciones de montaje señaladas, así como también su secuencia, hay que destacar además que el tiempo de montaje total es de 23.25 horas y si sumamos el tiempo de construcción de los distintos elementos que es de 70.32 horas, se tiene que el tiempo total de construcción de la laminadora es de 93.57 horas, equivalente a 12 días, considerando que la jornada de trabajo sea de 8 horas por día.

CAPÍTULO VI

6. MANTENIMIENTO Y COSTOS DE LA LAMINADORA

6.1 Mantenimiento de la laminadora

La máquina, con la acción del tiempo y del uso está sujeta a un proceso irreversible de desgaste, de envejecimiento y a una degradación de eficiencia técnica; así como a su obsolescencia tecnológica. Por lo tanto, para aliviar estos males inevitables se requerirá asociar la vida de estas máquinas o equipos con el mantenimiento, para lo cual se pondrá énfasis en los elementos que presentaran con el paso del tiempo fallas debido a su desgaste o deterioro prematuro.

Tabla 6.1. MANUAL DE MANTENIMIENTO

Horas De trabajo	Órganos Principales							Trabajos a realizar
	Lamina dora	Cadenas	Catalina	Chumaceras	Motor	Rodamientos	Reductor	
6 (D)	X							Limpieza de los rodillos rascadores y bandejas
162 (M)							X	Verificar que no exista fuga de aceite
		X	X					Aplicar lubricante TRICO 100
				X				Aplicar grasa a base de litio en los graseros
	X							Aplicar grasa a base de grafito, litio en los graseros restantes
	X							Revisar ajuste de pernos y tornillos
486 (T)				X				Revisar que no exista anomalías en los rodamientos
							X	Drenar el aceite de la caja
							X	Realizar una limpieza adecuada en el interior de la caja
							X	Llenar la caja con aceite mineral MOBIL GEAR 34
2 184(A)				X				Cambiar los rodamientos
						X		Realizar una prueba de ruido con ayuda de un estetoscopio
						X		En caso de existir ruidos extraños sustituirlos
					X			Reparar si existe calentamiento excesivo
					X			Chequeo de alineamiento con el reductor
			X					Revisar que no exista afilado de dientes caso contrario sustituirlo.

Donde:

D = Diario

M= Mensual

T= Trimestral

A= Anual

6.2 Secuencia de operación y funcionamiento de la laminadora.

Es necesario tomar en cuenta que los siguientes procedimientos de operación y funcionamiento se realicen, para asegurar que esta parte del proceso sea ejecutada correctamente.

- Asegurarse que el lugar de apoyo, o ubicación de la laminadora se encuentre nivelado.
- Tener precaución que la fuente de alimentación sea de 110/120 V, corriente monofásica.
- Verificar que el cable de alimentación no tenga desperfectos, a fin de evitar cualquier descarga eléctrica que cause accidentes.
- Realizar una inspección visual entre los rodillos de laminación a fin de evitar que se encuentren elementos extraños.
- Regular la apertura de rodillos: esta apertura permite obtener el espesor de la masa a laminar. **Nota:** Se recomienda realizar este paso antes de encender la máquina.
- Revisar que el producto a laminar, se encuentre perfectamente amasado.
- Enharinar las bandeja de entrada y salida así como los de laminación
- Agregar la masa a laminar en la bandeja de entrada.
- Encender la laminadora (Verde-ON).
- Deslizar la masa hacia los rodillos, hasta que la masa entre en contacto con los mismos. **Nota:** Tener cuidado de no acercarse demasiado las manos a los rodillos.
- Retirar el producto laminado de la bandeja de salida.
- Apagado de la laminadora (Rojo-Off).
- Una vez finalizado la jornada de trabajo se debe realizar su respectiva limpieza, y también se recomienda llevar a cabo un control del mantenimiento preventivo recomendado en la tabla 6.1

6.3 Análisis de costos para la laminadora

Para el análisis de costos se ha tomado el formato que nos brinda el programa de análisis de precios unitarios “APU”, para realizar este análisis se ha dividido la construcción de la laminadora en cada una de sus componentes que se muestran en la tabla 6.2.

Tabla 6.2. PARTES DE LA LAMINADORA

ITEM	Descripción
1	Sistema estructural
2	Sistema de laminación
3	Sistema de regulación
4	Rascadores
5	Sistema de transmisión
6	Sistema tensor
7	Sistema eléctrico

6.3.1 Costos directos

Los costos directos son aquellos que intervienen directamente en la construcción de la laminadora como son materiales, mano de obra, equipos, herramientas y transporte.

6.3.1.1 Costo de materiales

Tabla 6.3. COSTO DE MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNIT.	CANTIDAD	SUB TOTAL
Eje AISI 4140 45mmx705mm	Kg	2,84	8,89	25,25
Eje de trans. AISI 1018 4" x122mm	Kg	3,04	40,68	123,67
Tubo acero inox. AISI 304L ø 2plg 40mm	Kg	3,04	0,2	0,6
Tubo acero inox. AISI 304L. c/40 ø 4"	Kg	7,62	16,42	125,12
Plancha de acero inox. aliment. AISI 304L	m ²	82,56	2,98	82,56
Plancha de tol negro 60x48	m ²	27,6	0,29	8
Plancha ASTM A36 200x200x3mm	m ²	35	0,04	1,4
Plancha ASTM A36 110x230x3mm	m ²	35	0,01	0,35
Varilla de acero inox. AISI 304L ø 3/16.	Kg	7,6	0,56	4,26
Varilla acero inoxidable ø 1/2	Kg	7,6	0,15	1,14
Varilla de acero de trans. ø 1/2	Kg	3,04	0,11	0,33
Ángulo ASTM A36 de L20x20x3	Kg	1,15	13,2	15,18
Resortes de acero ø3mm, 5espiras	U	0,89	1	0,89

Resortes de acero ø1.7mm, 9espiras	U	0,89	6	5,34
Rodamiento 6308-2RS1 C3 SKF	U	22,53	2	45,06
Rodamiento de bolas 1/2in	U	0,7	1	0,7
Rodamiento de bolas 1/2in	U	0,7	1	0,7
Piñón ANSI 50B 11 sencillo	U	11,95	1	11,95
Piñón ANSI 50B 19 sencillo	U	7,94	3	23,82
Cadena RC 50 simple	m	4,65	0,75	3,49
Rascadores PL 69x590x1.4mm	U	4	2	8
Chumacera de pared NBR ø1 plg.	U	5,36	2	10,72
Bincha de acero externa ø1in	U	0,35	1	0,35
Tornillos autoperforantes cabeza escondida 8x3/4 plg.	U	0,03	50	1,5
Perno M12x50 con tuerca	U	1,25	1	1,25
Pernos avellanados 3/8x2 plg.	U	0,81	6	4,85
Broca 1/8 plg.	U	0,35	1	0,35
Electrodos E6011 3/16 plg.	Kg	4,5	1	4,5
Electrodos inox. E308-L16 3/16plg.	U	0,85	4	3,4
Motorreductor monof.¾HP-60RPM-i=8.4A	U	379,46	1	379,46
Cable concéntrico 2 en 1 AWG#14	m	1,5	3	4,5
Cond. Cu flex. TEF AWG#10cablec	m	0,62	8,5	5,28
Cond. Cu flex. TEF AWG#16cablec	m	0,17	5	0,87
Capuchones amarillos	U	0,25	2	0,5
Contactador Magn. 2HP GMC 9LG	U	9,16	1	9,16
Relé térmico GMC-18 9-13A	U	20,57	1	20,57
Prensacables eléctrico ø 11mm	U	1	2	2
Pulsador doble Lum 22mm 1NA+1NC+Luz	U	4,76	1	4,76
Terminales tipo Y	U	1	2	2
Barra de nylon ø2 plg	Kg	5	0,11	0,55
Regatones	U	1,5	4	6
Fondo PRIMER (Pintura)	Ltrs	8	0,5	4
Pliego de lija gruesa No. 36	U	1	1	1
Spray blanco (Pintura)	U	2,3	1	2,3

SUBTOTAL A = \$967.05

6.3.1.2 Costo de mano de obra

Tabla 6.4. COSTO DE MANO DE OBRA

DESCRIPCIÓN	CAT.	SAL.REALxHORA	HORAS-HOMBRE	SUB TOTAL
Ayudante	II	2.10	4.00	8.40
Ayudante mecánico	II	2.10	3.55	7.46
Hojalatero	III	2.25	11.82	26.60
Tornero	IV	3.30	22.80	75.24
Soldador	IV	3.30	9.36	30.89
Maestro electricista	IV	3.50	1.47	5.15

SUBTOTAL B = \$153.72

6.3.1.3 Costos de equipos y herramientas**Tabla 6.5. COSTO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS**

DESCRIPCION	COSTO x HORA	HORAS EQUIPO	SUB TOTAL
Soldadora eléctrica	2,94	2,85	8,38
Taladro manual	0,84	5,3	4,25
Taladro pedestal	1,68	1,3	2,18
Torno	10,5	21,6	226,8
Aceitera	0,8	0,25	0,2
Broca	0,8	0,5	0,4
Cizalladora	1,31	2,5	3,28
Cizalladora para acero inox.	1,31	3,5	4,59
Cortadora de plasma	3,49	0,45	1,8
Dobladora de tol	1,26	1,87	2,36
Escuadra	0,8	1,5	1,2
Esmeril	1,16	1,5	1,74
Fluxómetro	0,8	0,66	0,53
Herramientas para electricista	1,31	0,4	0,52
Machuelo	0,8	1,4	1,12
Moladora	1,16	0,4	0,46
Pulidora	1,31	0,95	1,24
Sierra manual	0,84	2,55	2,14
Otros	1,31	2,1	2,75

SUBTOTAL C = \$ 266,14

6.3.1.4 Costos por transporte de materiales

El costo por transporte es de 40 dólares debido a que los materiales para construir la laminadora se los encuentra con facilidad.

6.3.1.5 Costo total directo**Tabla 6.6. COSTO TOTAL DIRECTO**

MATERIALES	\$967,05
MANO DE OBRA	\$153,72
EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	\$266,14
TRANSPORTE	\$40
TOTAL COSTOS DIRECTOS	\$1426,91

6.3.2 Costos indirectos

Los costos indirectos son aquellos en los que intervienen los costos ingenieriles, este costo ingenieril tiene un agregado del 25% que está involucrado con la supervisión y diseño de la laminadora en el tiempo de la construcción del costo total indirecto.

Tabla 6.7. COSTOS INDIRECTOS

COSTOS INGENIERILES	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Supervisión	40	Hora	5,096	203,84
Diseño	30	Hora	5,096	152,88
SUBTOTAL				356.72

Tabla 6.8. COSTO TOTAL INDIRECTO

COSTOS	PRECIO TOTAL (\$)
Ingenieriles	356,72
Utilidad	0
SUBTOTAL	356,72

6.3.3 Costos totales

Es la suma de los costos directos más los costos indirectos

Tabla 6.9. COSTO TOTAL

COSTOS INDIRECTOS	356.72
COSTOS DIRECTOS	1426.91
TOTAL (\$)	1783.63

Se tiene un costo total de la laminadora de \$1783.63.

CAPÍTULO VII

7. PRUEBAS DE LA LAMINADORA

7.1 Plan de pruebas de funcionamiento

Para verificar el correcto funcionamiento y desempeño de la laminadora fue necesario realizar el respectivo plan de funcionamiento de la misma, el cual consta de las pruebas en vacío y pruebas a plena carga, las cuales nos darán resultados satisfactorios o a su vez indicaciones de algún desperfecto o mal funcionamiento de la laminadora.

Las pruebas tanto en vacío como en plena carga se realizaron en el laboratorio de máquinas eléctricas de la “Facultad de Mecánica” de la ESPOCH, para lo cual se utilizaron dos instrumentos de medida como son: un tacómetro, y un volt amperímetro.

7.1.1 Pruebas en vacío

Las pruebas en vacío se las realiza para verificar el funcionamiento correcto del motoreductor.

7.1.1.1 Datos obtenidos en el arranque sin carga

- Corriente consumida en menos de 3s 12.5A
- Corriente de régimen 4.3A
- Revoluciones 62RPM
- Voltaje 116V

Calculo de potencia en vacío

$$P = V * I * \cos\theta \quad (7.1)$$

Donde:

P= Potencia (W)

V= Voltaje (V)

I= Corriente (A)

Cos θ = Factor de potencia (ver anexo 5)

Remplazando valores en ecuación 7.1 se tiene la potencia que consume la máquina cuando está trabajando en vacío

$$P = 116 * 4.3 * 0.92 = 458.9W = 0.62HP$$

7.1.2 Pruebas con carga parcial

La carga parcial se le llama al sistema de transmisión de movimiento rotatorio el cual lo conforma la cadena, piñones, rodillos y el tensor.

7.1.2.1 Datos obtenidos en el arranque con carga parcial

- Corriente consumida en menos de 3s 12.5A.
- Corriente de régimen 4.52A.
- Revoluciones 62RPM.
- Voltaje 116 V

Cálculo de potencia con carga parcial

Rara realizar este cálculo se utiliza la ecuación 7.1.

$$P = V * I * \cos\theta = 116 * 4.52 * 0.92 = 482.4W = 0.65HP$$

Como se puede notar, cuando se conecta el sistema de transmisión o carga parcial al motor reductor la corriente aumenta por ende se requiere más potencia (4.8% de potencia).

7.1.3 Pruebas mecánicas de la laminadora

A continuación se realizó la verificación de ruidos o calentamiento en los siguientes componentes de la laminadora.

Tabla 7.1. PRUEBAS MECÁNICAS

Elementos	Ruidos	Calentamiento	Ninguna problema	Observaciones
Chumaceras			✓	
Ejes			✓	
Cadena			✓	No presenta ruido
Catalinas			✓	El ruido es leve
Motor		✓		El motor se calienta cuando la máquina trabaja a plena carga (5Kg) y menor

				espesor, debido a que se incrementa la corriente
Reductor		✓		Presenta leve calentamiento debido a que existe una ligera fricción en los elementos internos
Tornillos			✓	
Bandeja de entrada			✓	
Bandeja de salida			✓	
Placas			✓	
Chapas metálicas			✓	

7.1.4 Pruebas con carga

Para esta prueba se prepararon masas de 5kg, ya que es la capacidad con la que fue diseñada la laminadora, las cuales fueron una masa de pan campesino, una masa de pan integral y una masa muerta.

Los datos que se obtuvieron con cada una de las masas son los que se muestran a continuación y fueron tomados con los siguientes instrumentos de medida:

Un tacómetro y un volt amperímetro

7.1.4.1 Pruebas con masa de pan campesino

Para continuar con las pruebas se procede a realizar una masa que posee los siguientes ingredientes:

Tabla 7.2. RESETA DE PAN CAMPESINO

Masa de pan campesino
4.3kg de harina
300g de manteca vegetal
250g de azúcar
125g de sal
2.5ltrs de agua

En la tabla 7.4 se muestran los datos tomados durante la prueba realizada con la masa para pan campesino.

Tabla 7.3. DATOS DEL ESAYO CON MASA PARA PAN CAMPESINO

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje
8	4,8	69	119
7	4,4	68	119
6	4,6	68	119
5	5,4	68	119
4	5,35	68	119
3	5,6	68	119
2	5,8	68	119
1	5,8	68	119
0	0	0	0

La potencia consumida nos da una indicación de cuanta energía requiere la laminadora del sistema de alimentación para que llegue al motor la potencia requerida para laminar la masa, para lo cual se hace uso de la ecuación 7.1, cuyos resultados se presentan en la tabla 7.4 y para transformar de w a hp se utiliza la siguiente relación de conversión:

$$\text{Relación de conversión} = 1.341(\text{hp/kw})$$

Tabla 7.4. RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA DE PAN CAMPESINO

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje	Potencia Consumida	
				W	HP
8	4,8	69	119	525,504	0,7
7	4,4	68	119	481,712	0,6
6	4,6	68	119	503,608	0,7
5	5,4	68	119	591,192	0,8
4	5,35	68	119	585,718	0,8
3	5,6	68	119	613,088	0,8
2	5,8	68	119	634,984	0,9
1	5,8	68	119	634,984	0,9
0	0	0	0	0	0

De la tabla 7.4 se procede a graficar la curva Potencia vs Amperaje, la cual indica la variación de potencia que sufre la laminadora debido al aumento de carga que se ve reflejado en el aumento del amperaje.

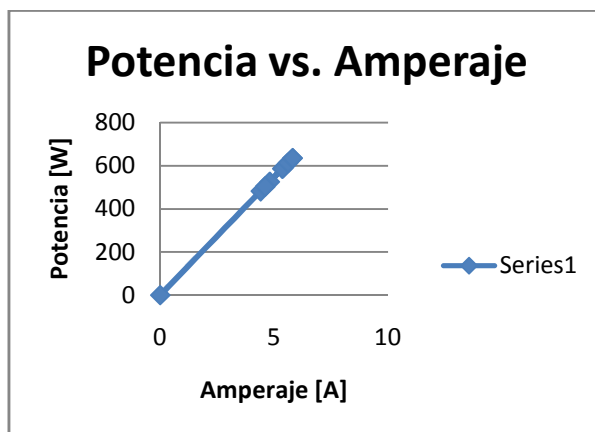


Figura 7.1. Curva de comportamiento potencia vs amperaje del ensayo con masa de pan campesino

Los mismos pasos se realiza para los tres productora a ensayar

7.1.4.2 Pruebas con masa de pan integral

Tabla 7.5. RESETA DE PAN INTEGRAL

Masa de pan integral:
2.08kg de harina de trigo
1.25 kg de harina integral gruesa
750g de manteca vegetal
250g de levadura
650g de panela molida
3lts de agua.

Tabla 7.6. DATOS DEL ESAYO CON MASA DE PAN INTEGRAL

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje
8	4,2	70	116
7	4,6	70	116
6	5	65	116
5	5,1	65	116
4	5,3	65	116
3	5,5	65	116
2	5,5	65	116
1	6	65	116
0	0	0	0

Tabla 7.7. RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA DE PAN INTEGRAL

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje	Potencia Consumida	
				W	HP
8	4,2	70	116	448,224	0,60
7	4,6	70	116	490,912	0,66
6	5	65	116	533,6	0,72
5	5,1	65	116	544,272	0,73
4	5,3	65	116	565,616	0,76
3	5,5	65	116	586,96	0,79
2	5,5	65	116	586,96	0,79
1	6	65	116	640,32	0,86
0	0	0	0	0	0

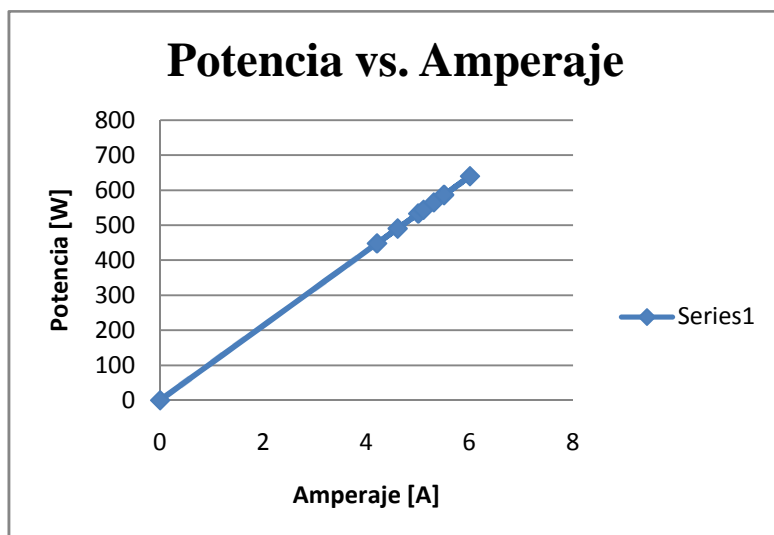


Figura 7.2. Curva de comportamiento potencia vs amperaje del ensayo con masa de pan integral

7.1.4.3 Pruebas con masa muerta

Tabla 7.8. RESETA PARA MASA MUERTA

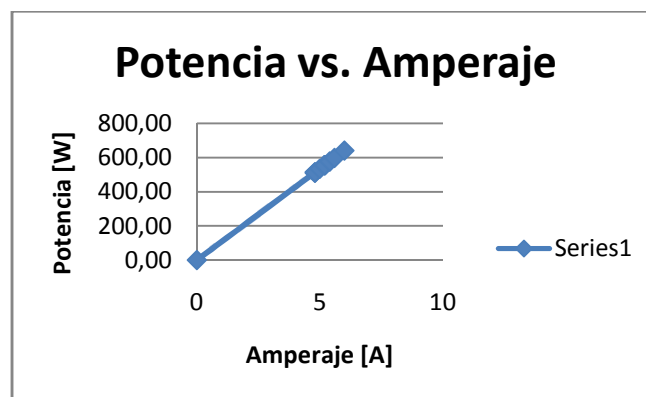
Masa muerta:
3kg de harina de trigo.
2kg de sal
1800cc de agua

Tabla 7.9. DATOS DEL ENSAYO CON MASA MUERTA

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje
8	4,8	62	116
7	4,8	66	116
6	5	68	116
5	5,2	68	116
4	5,2	68	116
3	5,4	70	116
2	5,6	70	116
1	6	70	116
0	0	0	0

Tabla 7.10. RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA MUERTA

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje	Potencia consumida	
				W	HP
8	4,8	62	116	512,26	0,69
7	4,8	66	116	512,26	0,69
6	5	68	116	533,60	0,72
5	5,2	68	116	554,94	0,74
4	5,2	68	116	554,94	0,74
3	5,4	70	116	576,29	0,77
2	5,6	70	116	597,63	0,80
1	6	70	116	640,32	0,86
0	0	0	0	0	0

**Figura 7.3.** Curva de comportamiento potencia vs amperaje del ensayo con masa muerta

Como se puede notar cada vez que la masa es laminada y disminuye su espesor la corriente como la potencia aumenta, la masa una vez de ser laminada sufre un

alargamiento por lo que se hace un poco laboriosa su manipulación y en las pruebas se tuvo que laminar la masa como bulto.

7.1.5 Pruebas del producto laminado

Estas pruebas se realizan con el fin de de que el producto laminado cumpla con las diversas exigencias como son espesor y uniformidad del producto.

7.1.5.1 Pruebas de espesor del producto laminado

Los espesores es muy necesario conocer debido a que en el diseño se obtienen espesores que se incrementan en 2mm hasta un máximo de 17mm.

Tabla 7.11. ESPESOR DE PRODUCTO LAMINADO

Posición	Espesor de masa laminada (mm)
8	23
7	21
6	18
5	15
4	12
3	8
2	5
1	2
0	0

Como se observa en la tabla 7.11 los espesores no son los que se esperaba, este problema ocurre debido a que no existe precisión en la construcción del eje excéntrico y de la placa de regulación pero los espesores presentes son aceptables.

7.1.5.2 Pruebas de uniformidad del producto laminado

Estas pruebas consisten en observar que el producto presente una superficie compacta y uniforme en los distintos espesores de laminado.



Figura 7.4. Masa laminada con imperfecciones

De las pruebas realizadas se pudo observar que las masas ensayadas presentaron discontinuidad en su laminado, desgarramiento en la mínima apertura de los rodillos, lo que causa que la masa ensayada pierda su elasticidad, esta masa se vuelve inadecuada para la manipulación en la elaboración de productos de panificación, como son las empanadas.

Para resolver este inconveniente se procede a disminuir la velocidad de rotación de los rodillos, optando por un cambio de la catalina conductora de 19 dientes por una de 12 dientes.

Con esta modificación se obtiene una velocidad de rotación de los rodillos de 41RPM, velocidad a la cual se procede a realizar las siguientes pruebas.

7.1.5.3 Pruebas con masa de hojaldre

Para continuar con las pruebas se procede a realizar una masa de 5kg que posee los siguientes ingredientes:

Tabla 7.12. RECETA PARA MASA DE HOJALDRE

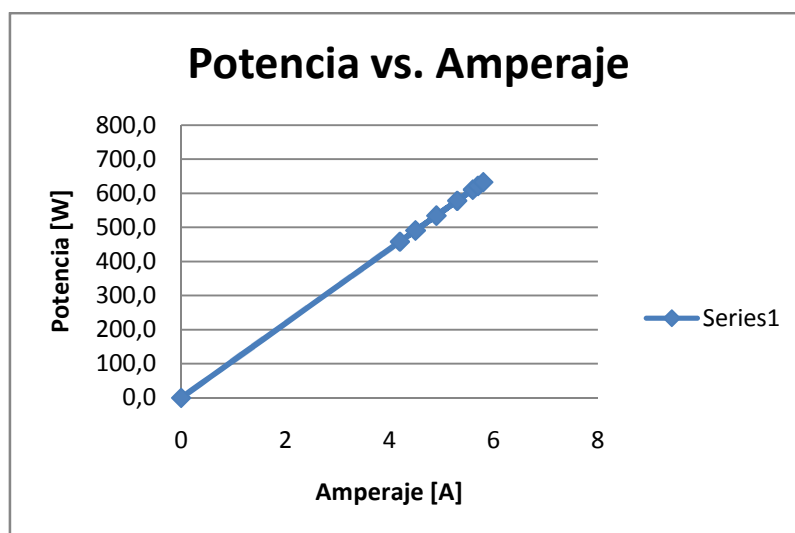
Masa de hojaldre
2.5kg de harina
1.5kg de hojaldrina
0.5kg de mantequilla derretida
50g de sal
120g de vinagre blanco
1.1ltrs de agua

Tabla 7.13. DATOS DEL ESAYO CON MASA DE HOJALDRE

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje
8	4,2	41	118,5
7	4,5	41	118,5
6	4,5	42	118,5
5	4,9	40	118,5
4	5,3	40	118,5
3	5,6	40	118,5
2	5,7	40	118,5
1	5,8	40	118,5
0	0	0	0

Tabla 7.14. RESULTADOS OBTENIDOS AL LAMINAR MASA DE HOJALDRE

Posición	Amperaje	RPM	Voltaje	Potencia Consumida	
				W	HP
8	4,2	41	118,5	457,9	0,61
7	4,5	41	118,5	490,6	0,66
6	4,5	42	118,5	490,6	0,66
5	4,9	40	118,5	534,2	0,72
4	5,3	40	118,5	577,8	0,77
3	5,6	40	118,5	610,5	0,82
2	5,7	40	118,5	621,4	0,83
1	5,8	40	118,5	632,3	0,85
0	0	0	0	0	0

**Figura 7.5.** Curva de comportamiento potencia vs amperaje del ensayo con masa de hojaldre

Al finalizar las pruebas se obtiene un producto con uniformidad de superficie laminada, no se detecta desgarre de la masa, y sobre todo la masa laminada conserva su elasticidad, lo cual es de suma importancia para la elaboración del producto final.

**Figura 7.6.** Masa laminada sin imperfecciones

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

- Para la selección de los equipos que conformarán la línea de producción de productos de panificación se tomaron en cuenta varios aspectos como son capacidad de producción, dimensiones de los distintos equipos, precio, mantenimiento, repuestos y lugar donde se instalará la panadería *Sal & Dulce*.
- Durante el diseño y construcción de la laminadora, se puso en práctica la interface que hoy en día está ganando mucho terreno en la mayoría de empresas que se dedican al diseño y construcción de distintas maquinarias, como lo es el CAD, en este caso se utilizó SAP 2000 y SolidWork, para simular y verificar los elementos que conforma la estructura obteniendo veracidad y confiabilidad de los cálculos obtenidos, así como la colisión entre elementos mecánicos de la laminadora por longitudes excesivas u otras consideraciones erróneas encontradas antes de pasar a su respectiva construcción.
- El tiempo total de construcción de la laminadora fue de 92.47 horas, equivalente a 12 días con jornadas de 8 horas diarias.
- Las pruebas de la laminadora se realizaron con varios tipos de masas observando que la laminadora no presenta calentamiento excesivo de sus elementos, lo que indica que sus elementos están acoplados correctamente.
- Al realizar las pruebas en vacío y luego al conectar el sistema de transmisión o carga parcial al motoreductor, la corriente aumenta por ende la laminadora requiere de un 4.8% más de potencia.
- En la prueba con espesores mínimos de laminado y con velocidad superiores a 60rpm se observó que la lamina de masa presentaron desgarres al momento de pasar por los rodillos, lo cual se mejora reduciendo la velocidad a 41 rpm.
- De las pruebas también se concluye que los equipos de transmisión de movimiento como son: motoreductor están bien seleccionados ya que las revoluciones no varían en ningún instante y la corriente se encuentra por debajo del valor nominal, es más para la construcción de otra laminadora se recomienda colocar un motor de menor capacidad.

- Con la construcción de la laminadora se reduce significativamente el proceso de laminado manual, especialmente con la masa de hojaldre que requiere un proceso repetido de laminación y refrigeración.
- Se concluye que con la laminadora se puede realizar el proceso de sobado para la masa de pan, que consiste en la eliminación de gases acumulados en el proceso de fermentación, gracias a la apertura máxima entre rodillos de 23mm que posee la laminadora, sin tener que adquirir otra máquina que realice este trabajo.
- El precio total de la construcción de la laminadora es de \$1783.63 USD, tomando en cuenta que este precio se reduciría produciendo esta máquina en serie.

8.2 Recomendaciones.

- Antes de poner en funcionamiento la laminadora verificar que la fuente de alimentación para la misma sea de 110V.
- Antes de poner en funcionamiento la laminadora se debe verificar que no exista ningún elemento extraño en la misma que pueda provocar su mal funcionamiento.
- Antes de laminar cualquier tipo de masa se debe enharinar los rodillos tanto superior como inferior, así como su bandeja de entrada y salida para de esta manera evitar la adherencia de la masa en los elementos antes mencionados ya que esta situación puede causar el paro absoluto de la máquina.
- Cuando la masa de hojaldre haya sido laminada y haya perdido su gluten, se recomienda dejar reposar mínimo 15min, caso contrario no se obtendrá el laminado deseado.
- Para una adecuada lubricación de la cadena se recomienda utilizar el lubricante TRICO 100 que permite obtener con una sola aplicación mediante una brocha sobre la cadena lo cual garantiza larga duración de lo que normalmente por otros métodos tradicionales se obtiene en cuanto a la duración de dientes de engrane y de las cadenas.
- Se recomienda engrasar cuatro veces al año y cambiar a los 25 años los rodamientos de las chumaceras.

- A futuro se puede rediseñar la laminadora con un sistema de alimentación y de descarga por medio de una banda transportadora para de esta manera garantizar la uniformidad de las masas al momento de ser laminadas además con esta implementación se garantizará el laminado de masas frágiles como lo son las masas para dulce de alfajor.
- Una vez finalizada la jornada de trabajo realizar la respectiva limpieza de la laminadora verificando que no quede residuo alguno en la misma, ya que si no se la realiza adecuadamente dichos residuos pueden causar la formación de hongos, los mismos que acelerarían el proceso de degradación de la masa laminada en el día siguiente y perjudicarían con las características de la misma.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BOHMAN, Iván. Catálogo de Aceros, Herramientas de Corte y Soldadura, Aceros de Trasmisión SAE 1018. pp. 37 (Catálogo).
- [2] PANCHI, N, César. E. Física Vectorial Elemental. 8va.ed. Ecuador. Rodin. 1999. pp. 101-103.
- [3] SALINAS, Galecio. Análisis Matemático. Ecuador: 2004. pp. 206-208.
- [4] PAREDES, José. Texto Básico Física 1. Riobamba: Edicentro. 2003. pp. 44-47, 69-70, 105-112.
- [5] FAG. K, Georg. S. Programa Standard FAG. Postfach 1260 D-8720 Schweinfurt 1. Alemania: pp. 5-18 (Catálogo 41500/2 SA).
- [6] SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 3ra.ed. México: McGraw – Hill, 1985. pp. 38-60, 314-318, 348-369.
- [7] HAMROCK, Bernard J. Elementos de Máquinas. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2000. pp. 257-306, 445-446, 679-699, 735-765.
- [8] BEER, Ferdinand. Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática. 8va.ed. México: McGraw-Hill, 2007. pp. 98,99
- [9] QUIROZ T, Luis G. Análisis y Diseño de Estructuras con SAP2000- versión 12. Lima – Perú: Macro E.I.R.L., 2009.
- [10] VILORIA, José. Motores Eléctricos Automatismos de Control. 8va.ed. España: Paraninfo, 1989.

BIBLIOGRAFÍA

- BEER, Ferdinand. Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática. 8va.ed. México: McGraw-Hill, 2007.
- BOHMAN, Iván. Catálogo de Aceros, Herramientas de Corte y Soldadura, Aceros de Trasmisión SAE 1018. (Catálogo).
- FAG. K, Georg. S. Programa Standard FAG. Postfach 1260 D-8720 Schweinfurt 1. Alemania: (Catálogo 41500/2 SA).
- HAMROCK, Bernard J. Elementos de Máquinas. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2000.
- PANCHI. N, César. E. Física Vectorial Elemental. 8va.ed. Ecuador. Rodin. 1999.
- PAREDES, José. Texto Básico Física 1. Riobamba: Edicentro. 2003.
- QUIROZ T, Luis G. Análisis y Diseño de Estructuras con SAP2000- versión 12. Lima – Perú: Macro E.I.R.L., 2009.
- SALINAS, Galecio. Análisis Matemático. Ecuador: 2004.
- SHIGLEY, Joshep E. Diseño de Elementos de Máquinas. 3ra.ed. México: McGraw – Hill, 1985.
- VILORIA, José. Motores Eléctricos Automatismos de Control. 8va.ed. España: Paraninfo, 1989.

LINKOGRAFÍA

PAN

<http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

2009-09-18

PROCESO DE PANIFICACIÓN

<http://www.elergonomista.com/alimentos/panificacion.htm>

2009-09-18

DIVISIÓN DE LA MASA PARA PAN

<http://www.franciscotejero.com/tecnica/sistemas%20de%20produccion/La%20mecanizaci%F3n%20y%20la%20calidad%20del%20pan.htm>

2009-09-18

BOLEADO

<http://www.itpower-lac.com.er/documentación/archivos/folletopan.pdf>

2009-09-23

REPOSO DE LA MASA DE PAN

http://ice.uoc.es/ese/aliments/HTML/cereales_s_htm/#cebacoccionf

2009-09-18

FORMADO O LAMINADO

<http://s2ice.upc.es/documents/eso/aliments/HTML/cereal-5.html>

2009-09-23

ENFRIAMIENTO DEL PAN

<http://s2ice.upc.es/documents/eso/aliments/HTML/cereal-5.html>

2009-09-18

ALMACENAMIENTO DEL PAN

<http://es.wikipedia.org/wiki/Pan>

2009-09-18

BÁSCULAS Y BALANZAS

<http://www.abcpedia.com/basculas-balanzas/>

2010-04-08

AMASADORA

<http://www.franciscotejero.com/tecnica/amasado/las%20amasadora.htm>
www.oemali.com

2010-04-08

TIPOS DE AMASADORAS

<http://www.franciscotejero.com/tecnica/amasado/las%20amasadora.htm>

2010-04-08

TIPOS DE DIVISORAS

<http://archiexpo.es/fabricante-arquitectura-design-panaderias-formadoras-divisoras-revanadoras-993/portador-masa-2056.html>.

2010-04-10

BOLEADORA CÓNICA

http://www.adeucarpi.com.ec/IMAGES/boleadora_conica.jpg

2010-04-15

HORNOS ESTÁTICOS Y ROTATIVOS PARA PAN

http://www.ecuahornos.com/hornos_giratorios.pdf

2010-04-15

PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE 304L

www.acerospalmexico.com.mx/304.htm.

2009-10-01

PROPIEDADES DEL ACERO SAE 1018

<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

2009-10-01

ANEXOS

Anexo 1

Selección del acero inoxidable 304L para alimentación

PALMEXICO	304
AISI, ASTM, NMX.	304 / 304L
UNS	S30400 / S30403

Análisis químico según Norma Nacional NMX B-83 (% en peso):

	C	Si máx.	Mn máx.	P máx.	S máx.	Cr	Ni
304	0.08	1.00	2.00	0.045	0.030	18.00-20.00	8.00-10.50
304L	0.03	1.00	2.00	0.045	0.030	18.00-20.00	8.00-12.00

Tipo: Austenítico tipo 18-8.

Formas y Acabados: Barra redonda, cuadrada, solera y hexagonal; laminadas en caliente, estiradas en frío o pulidas y rectificadas; alambre, lámina y placa, cinta, tubo con y sin costura y barra perforada.

Características: Excelente resistencia a la corrosión a una amplia variedad de medios corrosivos, incluyendo productos de petróleo caliente y gases de combustión. Resistente a la corrosión en servicio intermitente hasta 871°C (1600° F) y hasta 926° C (1700° F) en servicio continuo. Excelente soldabilidad, utilizar electrodos tipo 308S. Poco maquinable: 45% del acero 1212, se recomiendan velocidades de 40 a 85 pies de superficie / min.

Aplicaciones: Se utiliza en la industria química, alimenticia, textil y petrolera, para piezas varias y partes que requieran ser soldadas; para fabricar flechas, tuercas, birlos, tornillos, partes para válvulas, cuchillería, artículos domésticos, etc..

Anexo 2

Propiedades del material AISI 4140

		Estirado a 600°F	180	220	10	30	450
		Estirado a 900°F	130	155	18	55	310
		Estirado a 1200°F	80	105	28	65	210
2317		Núcleo ↓	107	137	22	52	285
2330		Estirado a 400°F	195	221	11	40	425
		Estirado a 600°F	171	196	14	49	382
		Estirado a 800°F	131	160	18	56	327
		Estirado a 1000°F	97	127	23	61	268
		Estirado a 1200°F	70	108	27	64	222
2340		Estirado a 800°F	164	178	23	55	368
2345		Estirado a 800°F	177	188	20	51	388
2350		Estirado a 800°F	180	194	17	50	402
3120		Estirado a 600°F	145	162	12	45	320
		Estirado a 1000°F	91	112	22	68	222
3130		Estirado a 600°F	178	210	10	37	404
		Estirado a 1000°F	120	137	20	62	276
3140		HR§	64	96	26	56	197
		CD	91	104	17	48	212
		Estirado a 800°F	157	188	15	50	376
3145		Estirado a 800°F	164	195	12	47	380
3150		Estirado a 800°F	171	202	12	44	396
3240		Estirado a 600°F	211	237	10	40	466
3250		Estirado a 600°F	214	243	9	37	477
3340		Estirado a 800°F	183	211	13	47	394
G41300	4130	HR§	60	90	30	45	183
		CD§	87	98	21	52	201
		Estirado a 1000°F	153	146	17	60	293
G41400	4140	HR§	63	90	27	58	187
		CD§	90	102	18	50	223
		Estirado a 1000°F	131	153	16	45	302
G43400	4340	HR§	69	101	21	45	207
		CD§	99	111	16	42	223
		Estirado a 600°F	234	260	12	43	498
		Estirado a 1000°F	162	182	15	40	363
G46200	4620	Núcleo ↓	89	120	22	55	248

Anexo 3

Eficiencia del reductor de velocidad (Haitec Tipo NMRV050 i=60)

选型指南 GUIDE OF TYPE SELECTION

啮合参数 MESH DATA

	<i>i</i>	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
NMRV025	z_1	4	3	2	2	2	1	1	1	1		
	m_2	1.18	1.23	1.27	0.98	0.79	1.29	0.99	0.80	0.67		
	γ	25°18'	19°31'	13°18'	11°2'	9°5'	6°44'	5°34'	4°34'	3°55'		
	η_d	0.85	0.83	0.79	0.76	0.73	0.68	0.64	0.59	0.56		
	η_s	0.71	0.67	0.60	0.56	0.52	0.45	0.41	0.36	0.33		
NMRV030	z_1	4	3	2	2	1	1	1	1	1	1	
	m_2	1.36	1.39	1.42	1.09	1.69	1.43	1.10	0.89	0.74	0.56	
	γ	18°55'	14°25'	9°44'	7°50'	5°33'	4°54'	3°56'	3°17'	2°43'	2°7'	
	η_d	0.84	0.81	0.76	0.72	0.66	0.64	0.59	0.54	0.50	0.44	
	η_s	0.66	0.62	0.54	0.49	0.41	0.38	0.33	0.29	0.26	0.21	
NMRV040	z_1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	m_2	1.87	1.95	2.00	1.54	1.26	2.04	1.55	1.27	1.06	0.80	0.65
	γ	23°54'	18°23'	12°30'	10°3'	8°45'	6°19'	5°4'	4°24'	3°42'	2°52'	2°29'
	η_d	0.86	0.84	0.80	0.77	0.74	0.69	0.65	0.61	0.57	0.51	0.47
	η_s	0.70	0.66	0.59	0.54	0.51	0.44	0.39	0.36	0.32	0.27	0.24
NMRV050	z_1	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	m_2	2.34	2.43	2.50	1.92	1.56	2.54	1.94	1.58	1.32	1.00	0.80
	γ	23°49'	18°19'	12°27'	10°3'	8°33'	6°18'	5°4'	4°18'	3°38'	2°52'	2°17'
	η_d	0.87	0.85	0.81	0.78	0.75	0.71	0.67	0.63	0.59	0.53	0.48
	η_s	0.70	0.66	0.59	0.54	0.51	0.44	0.39	0.36	0.32	0.27	0.24

Anexo 4

Eficiencia por transmisión de cadenas de rodillos

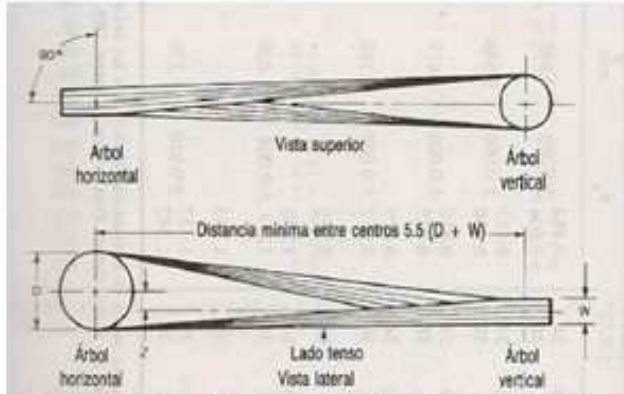


Fig. 8.2.92 Transmisión con un cuarto de vuelta para bandas en V.

Bases ajustables para motores

Para mantener las tensiones apropiadas de las bandas en distancias cortas entre centros, se usa muchas veces una base ajustable para el motor. En la figura 8.2.95 se muestra la realización de una base de este tipo fabricada por la Automatic Motor Base Co., en la que el ajuste para obtener la tensión apropiada de la banda se realiza al hacer girar un tornillo que abre o cierra la distancia entre los centros de las poleas, según

se requiera. La parte móvil de la base tiene un resorte, de modo que, después del ajuste inicial de la tensión de la banda que se ha hecho mediante el tornillo, el resorte compensará la cantidad normal de estirado de las bandas. Cuando hay más estirado que el que puede absorber el resorte, se gira el tornillo para dar la tracción necesaria a las bandas. La parte móvil de la base puede moverse cuando la unidad está en operación, y la base del motor está considerada para montaje tanto vertical como horizontal.

TRANSMISIONES DE CADENA

Transmisiones de cadena de rodillos

Las ventajas de las cadenas de rodillos de acero con acabado son: alta eficiencia (alrededor del 98 al 99%), deslizamiento nulo, no precisa tensión inicial y las cadenas pueden marchar en uno u otro sentido. La construcción básica de las cadenas de rodillos se ilustra en la figura 8.2.96 y la tabla 8.2.57.

Cuando más corto sea el paso, mayor será la velocidad de funcionamiento admisible para la cadena de rodillos. Se puede obtener una capacidad de transmisión de potencia mayor que la suministrada por una cadena sencilla mediante el empleo de cadenas múltiples, las cuales son, en esencia, cadenas

Anexo 5

Datos del motor seleccionado

CARACTERÍSTICAS DE DESEMPEÑO

Série BK – monofásico 60 Hz

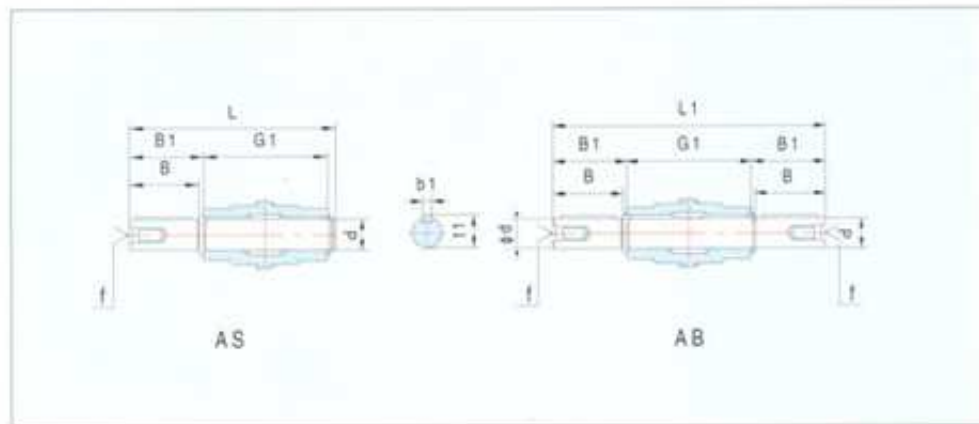
POTENCIA (CV)	CARCAZA (ABNT)	ROTACION (rpm)	Corriente nominal en 220V (A)	Corriente partida en 220V (A)	Conjugado nominal Cn (kgm)	Conjugado de partida Cp/Cn (%)	Conjugado máximo Cmax/Cn (%)	Re-ndimiento η %	Factor de potencia Cos	Capacitor (uf) 110/220v	GD2 del rotor (kgm ²)	Masa (kg)
2 POLOS												
1/8	56a	3240	0.80	2.1	0.026	80	240	53	0.98	16	0.0007	3.35
1/6	56b	3000	1.1	1.85	0.038	80	210	52	0.97	20	0.0007	3.4
1/4	63a	3390	1.65	5.5	0.056	100	230	51	0.99	25	0.0009	4.5
1/3	63b	3350	2.1	6.6	0.072	95	210	55	0.96	30	0.0014	4.9
1/2	71a	3420	2.75	10.5	0.105	70	200	62.5	0.97	35	0.0022	8.0
3/4	71b	3350	4.2	18.0	0.160	65	210	65	0.92	40	0.0025	8.8
1.0	80a	3410	5.2	22.0	0.210	55	230	66.3	0.95	50	0.0048	13.5
1.5	80b	3350	7.6	32.0	0.320	49	215	73	0.90	60	0.0056	15.0
2.0	80c	3360	9.7	40.0	0.426	40	205	73	0.94	60	0.0056	16.0
2.0	90S	3360	10	42.0	0.42	39	210	73	0.92	50	0.0100	20.0
2.5	90L	3450	12.3	65.0	0.52	38	235	74	0.92	60	0.012	21.0
3.0	90L	3430	15.7	78.0	0.63	38	220	74	0.86	2X35	0.012	22.0

Anexo 6

Características del eje seleccionado



B. OUTPUT SHAFTS 单、双向输出轴



	d	B	B1	G1	L	L1	f	b1	t1
025	11g6-(9)	23 (25)	25,5 (30)	50	81 (85,5)	101	-	4 (3)	12,5 (10,2)
030	14h6	30	32,5	63	102	128	M6	5	16
040	18h6	40	42	80	128	164	M6	6	20,5
050	25h6	50	53,5	92	153	199	M10	8	28
063	25h6	50	53,5	92	153	199	M10	8	28
075	28h6	60	63,5	120	192	247	M10	8	31
090	35h6	80	84,5	140	234	309	M12	10	38
110	42h6	80	84,5	155	249	324	M16	12	45
130	45h6	80	85	170	265	340	M16	14	48,5
150	50h6	82	87	200	297	374	M16	14	53,5

Anexo 7

Factor de servicio

Class A – Steady Load Service Factor – 1.0	Class B – Pulsating Load Service Factor – 1.3	Class C – Heavy Shock Load Service Factor – 1.7
<p>Typical Examples are:</p> <p>Agitators – Liquid Conveyors – Uniformly loaded or fed – Apron, assembly, belt, flight, oven, and screw Fans Generators – Electrical Line Shafts – Light service Machines – All types with uniform nonreversing loads Pumps – Centrifugal, rotary, gear Screens – Rotary (Uniformly fed) Sewage Disposal Equipment – (Uniformly fed)</p>	<p>Typical examples are:</p> <p>Clay Working Machinery – Pug mills Conveyors – Heavily loaded, not uniformly fed – Apron, assembly, belt, bucket, flight, oven, and screw Dredges Elevators, Bucket – Centrifugal discharge, positive discharge, super-capacity, continuous Food Slicers, Dough Mixers, Meat Grinders Grinders and Shredders – (Not including crushers) Laundry – Washers, tumblers Line Shafts – Heavy service Machine Tools – Drives Machines – All types with moderate shock nonreversing loads Pumps – Reciprocating, vacuum</p>	<p>Typical examples are:</p> <p>Briquetting Machinery Conveyors – Reciprocating and shaker, crusher feeders Cranes and Hoists – Heavy duty, including logging, lumbering, and rotary drilling rigs Dredges – Cutter-head drives, jig drives Dredge Pumps – Slush pumps Hammer Mills Machine Tools – Punch presses, shears, plate planers Machines – All types with severe impact shock loads and reversing service Metal Mills – Draw benches, forming machines, slitters, rolling mill drives, wire-drawing, or flattening Mills, Rotary Type – Ball rod mills, tumbling mills</p>

Anexo 8

Datos de la cadena y piñón motriz

A

SELECTION OF CHAIN DRIVES



ANSI ROLLER CHAIN

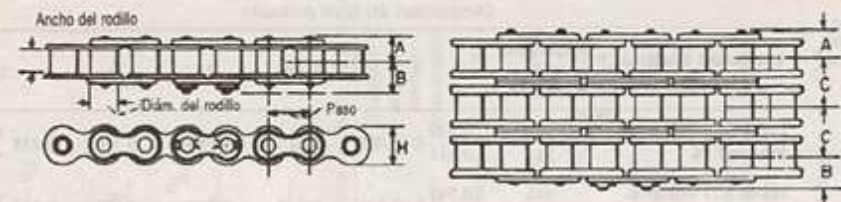
Table 2 - Chain Numbers and Driver Sprockets

R.P.M. of Driver Sprocket (Usually the Smaller)	DESIGN HORSEPOWER									
	1/2	1	1 1/2	2	3	4	5	7 1/2	10	
	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, in.*
1700-2000	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	35 (15) 1 1/2	35 (15) 1 1/2	35 (16) 1 1/2	35 (22) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (20) 1 3/4	
1400-1699	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	35 (15) 1 1/2	35 (16) 1 1/2	35 (22) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (17) 1 3/4	40 (22) 1 3/4	
1150-1399	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (19) 1 3/4	41 (27) 2	40 (15) 1 3/4	40 (20) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	
950-1149	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (21) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (17) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (16) 1 3/4	
800-949	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (27) 2	40 (16) 1 3/4	40 (18) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (18) 2	
650-799	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (17) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (19) 1 3/4	40 (22) 1 3/4	40 (17) 1 3/4	40 (22) 2	
525-649	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (16) 1 3/4	41 (20) 1 3/4	40 (17) 1 3/4	40 (21) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (20) 2	60 (17) 2 1/4	
425-524	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (18) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (20) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (17) 1 3/4	60 (15) 1 3/4	60 (20) 2 1/4	
375-424	41 (15) 1 3/4	41 (15) 1 3/4	41 (20) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (23) 1 3/4	50 (16) 1 3/4	50 (19) 2	60 (17) 2 1/4	60 (23) 2 1/4	
325-374	41 (15) 1 3/4	41 (16) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (17) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (17) 1 3/4	50 (21) 2	60 (18) 2 1/4	60 (15) 2 1/4	
275-324	41 (15) 1 3/4	41 (18) 1 3/4	40 (15) 1 3/4	40 (19) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (20) 2	60 (15) 1 3/4	60 (22) 2 1/4	60 (15) 2 1/4	
225-274	41 (15) 1 3/4	41 (22) 2	40 (17) 1 3/4	40 (22) 1 3/4	50 (18) 1 3/4	60 (15) 1 3/4	60 (18) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	
185-224	41 (15) 1 3/4	41 (22) 2	40 (20) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (21) 2	60 (17) 2 1/4	60 (21) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (18) 2 1/4	
160-184	41 (15) 1 3/4	40 (18) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (17) 1 3/4	60 (15) 1 3/4	60 (19) 2 1/4	60 (15) 2 1/4	60 (15) 2 1/4	60 (20) 2 1/4	
140-159	41 (17) 1 3/4	40 (18) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (18) 1 3/4	60 (16) 2	60 (22) 2 1/4	70 (15) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	80 (22) 2 1/4	
120-139	41 (19) 1 3/4	40 (20) 1 3/4	50 (16) 1 3/4	50 (21) 2	60 (18) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (20) 2 1/4	100 (15) 3	
90-119	40 (15) 1 3/4	50 (15) 1 3/4	50 (20) 2	60 (17) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	100 (15) 3	100 (18) 3	
75-89	40 (16) 1 3/4	50 (17) 1 3/4	60 (15) 1 3/4	60 (18) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (20) 2 1/4	100 (16) 3	100 (21) 3	
65-74	40 (18) 1 3/4	50 (18) 1 3/4	60 (17) 2 1/4	60 (22) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (18) 2 1/4	80 (22) 2 1/4	100 (18) 3	100 (24) 3	
55-64	40 (21) 1 3/4	50 (21) 2	60 (19) 2 1/4	60 (15) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (21) 2 1/4	100 (15) 3	100 (20) 3	120 (17) 3 1/4	
45-54	50 (15) 1 3/4	60 (16) 2	60 (22) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (19) 2 1/4	100 (15) 3	100 (17) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	
35-44	50 (17) 1 3/4	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	100 (15) 3	100 (17) 3	100 (20) 3	120 (18) 3 1/4	140 (17) 4 1/4	
31-34	50 (18) 1 3/4	60 (21) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (18) 2 1/4	100 (15) 3	100 (19) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	140 (19) 4 1/4	
26-30	50 (21) 2	80 (15) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (21) 2 1/4	100 (17) 3	100 (21) 3	120 (17) 3 1/4	140 (17) 4 1/4	140 (21) 4 1/4	
21-25	60 (15) 1 3/4	80 (15) 2 1/4	80 (19) 2 1/4	100 (15) 3	100 (20) 3	120 (16) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	140 (21) 4 1/4	160 (18) 5 1/4	
16-20	80 (19) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	100 (15) 3	100 (17) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	140 (17) 4 1/4	160 (18) 5 1/4	160 (23) 5 1/4	
11-15	80 (15) 2 1/4	80 (22) 2 1/4	100 (16) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	140 (19) 4 1/4	140 (21) 4 1/4	160 (26) 5 1/4		
5-10	60 (25) 2 1/4	120 (15) 3 1/4	140 (15) 4 1/4	140 (19) 4 1/4	150 (19) 5 1/4	160 (26) 5 1/4				

Anexo 9

Paso en función del número de cadena

Tabla 8.2.57 Datos y dimensiones de cadenas de rodillos



No. de cadena ANSI	No. de cadena ISO	Rodillo						Placa eslabón del rodillo			Dimensiones, pulg			Resistencia a la tracción por hilera, lb	R/min máx recomendada		
		Paso, pulg	Ancho, pulg	Diám., pulg	Diám. del pasador, pulg	Espesor, pulg	Altura H, pulg	A	B	C	12 dientes	18 dientes	24 dientes				
25	04C-1	1/4	1/4	0.130	0.091	0.030	0.230	0.150	0.190	0.252	925	5000	7000	7000			
35	06C-1	3/8	3/16	0.200	0.141	0.050	0.344	0.224	0.290	0.399	2 100	2380	3780	4200			
41	085	1/2	1/4	0.306	0.141	0.050	0.383	0.256	0.315	—	2 000	1750	2725	2850			
40	08A-1	1/2	3/16	0.312	0.156	0.060	0.452	0.313	0.358	0.566	3 700	1800	2830	3000			
50	10A-1	3/4	3/8	0.400	0.200	0.080	0.594	0.384	0.462	0.713	6 100	1300	2030	2200			
80	12A-1	7/8	1/2	0.469	0.234	0.094	0.679	0.493	0.567	0.897	8 500	1025	1615	1700			
80	16A-1	1	5/8	0.625	0.312	0.125	0.903	0.643	0.762	1.153	14 500	650	1015	1100			
100	20A-1	1 1/4	3/4	0.750	0.375	0.156	1.128	0.780	0.910	1.408	24 000	450	730	850			
120	24A-1	1 1/2	1	0.875	0.437	0.187	1.354	0.977	1.123	1.789	34 000	350	565	650			
140	28A-1	1 3/4	1	1.000	0.500	0.218	1.647	1.054	1.219	1.924	46 000	260	415	500			
160	32A-1	2	1 1/4	1.125	0.562	0.250	1.900	1.250	1.433	2.305	58 000	225	360	420			
180		2 1/4	1 13/32	1.406	0.687	0.281	2.140	1.421	1.770	2.592	76 000	180	290	330			
200	40A-1	2 1/2	1 1/2	1.562	0.781	0.312	2.275	1.533	1.850	2.817	95 000	170	260	300			
240	48A-1	3	1 7/8	1.875	0.937	0.375	2.850	1.722	2.200	3.458	135 000	120	190	210			

Las dimensiones están en pulgadas; para convertir en unidades métricas (mm) multiplíquense los valores de la tabla por 25.4.

Anexo 10

Densidad del acero inoxidable

Acero Inoxidable - AISI 304 (Fe/Cr18/Ni10) Material Information

Indice [A](#) [B](#) [C](#) [D](#) [E](#) [F](#) [G](#) [H](#) [I](#) [J](#) [K](#) [L](#) [M](#) [N](#) [O](#) [P](#) [Q](#) [R](#) [S](#) [T](#) [U](#) [V](#) [W](#) [X](#) [Y](#) [Z](#)

Los productos estándar están disponibles en estas formas



Elija una forma de buscar en nuestro catálogo on-line

Descripción General:

Los aceros inoxidables son aleaciones de hierro con un mínimo de un 10,5% de cromo. Sus características se obtienen mediante la formación de una película adherente e invisible de óxido de cromo. La aleación 304 es un acero inoxidable austenítico de uso general con una estructura cúbica de caras centradas. Es esencialmente no magnético en estado recocido y sólo puede endurecerse en frío. Su bajo contenido en carbono con respecto a la aleación 302 otorga una mejor resistencia a la corrosión en estructuras soldadas.

Propiedades Eléctricas

Resistividad Eléctrica (μOhmcm)	70-72
--	-------

Propiedades Físicas

Densidad (g cm^{-3})	7,93
Punto de Fusión ($^{\circ}\text{C}$)	1400-1455

Propiedades Mecánicas

Alargamiento (%)	<60
Dureza Brinell	160-190
Impacto Izod (J m^{-1})	20-136
Módulo de Elasticidad (GPa)	190-210
Resistencia a la Tracción (MPa)	460-1100

Anexo 11

Densidad del acero SAE 1018

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. *Descripción:* este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. *Normas involucradas:* ASTM A 108

3. *Propiedades mecánicas:* Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. *Propiedades físicas:* Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. *Propiedades químicas:* 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. *Usos:* se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espere cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1018

Anexo 12

Rodamiento seleccionado para el rodillo superior

Deep groove ball bearings, single row									
Product information									
Tolerances , see also text									
Radial internal clearance , see also text									
Recommended fits									
Shaft and housing tolerances									
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C_0		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	11000	0,63	6308 *
40	90	23	42,3	24	1,02	-	5000	0,63	6308-2RS1 *
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	8500	0,63	6308-2RZ *
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	8500	0,63	6308-2Z *
40	90	23	42,3	24	1,02	-	5000	0,63	6308-RS1 *
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	11000	0,63	6308-RZ *
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	11000	0,63	6308-Z *
40	90	33	41	24	1,02	-	5000	0,89	62308-2RS1
40	110	27	63,7	36,5	1,53	14000	9000	1,25	6408
41,275	88,9	19,05	33,2	21,6	0,915	15000	11000	0,51	RLS 13
41,275	101,6	23,813	52,7	31,5	1,34	14000	9500	0,91	RMS 13
44,45	95,25	20,637	35,1	23,2	0,98	14000	10000	0,66	RLS 14
44,45	107,95	26,988	61,8	38	1,6	12000	8500	1,15	RMS 14
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22000	14000	0,040	61809
45	58	7	6,63	6,1	0,26	-	6700	0,040	61809-2RS1
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22000	11000	0,040	61809-2RZ
45	68	12	14	10,8	0,465	20000	13000	0,14	61909
45	68	12	14	10,8	0,465	-	6000	0,14	61909-2RS1
45	68	12	14	10,8	0,465	20000	10000	0,14	61909-2RZ
45	75	10	16,5	10,8	0,52	20000	12000	0,17	16009 *
45	75	16	22,1	14,6	0,64	20000	12000	0,25	6009 *
45	75	16	22,1	14,6	0,64	-	5600	0,25	6009-2RS1 *
45	75	16	22,1	14,6	0,64	20000	10000	0,25	6009-2Z *
45	75	16	22,1	14,6	0,64	-	5600	0,25	6009-RS1 *

Aftermarket only
Aftermarket only
Aftermarket only
Aftermarket only

Anexo 13

Factor de esfuerzo dinámico

Dimensionado

Duración L_h y factor de velocidad f_v para rodamientos de bolas

▼ Valores f_v para rodamientos de bolas

L_h h	f_v	L_h h	f_v	L_h h	f_v	L_h h	f_v	L_h h	f_v
100	0.585	320	0.944	1700	1.5	6500	2.35	26000	3.83
110	0.604	440	0.958	1800	1.53	7000	2.41	30000	3.91
120	0.621	460	0.973	1900	1.56	7500	2.47	32000	4
130	0.638	480	0.986	2000	1.59	8000	2.52	34000	4.08
140	0.654	500	1	2200	1.64	8500	2.57	36000	4.16
150	0.669	550	1.03	2400	1.69	9000	2.62	38000	4.24
160	0.684	600	1.06	2600	1.73	9500	2.67	40000	4.31
170	0.698	650	1.09	2800	1.78	10000	2.71	42000	4.38
180	0.711	700	1.12	3000	1.82	11000	2.8	44000	4.45
190	0.724	750	1.14	3200	1.86	12000	2.88	46000	4.51
200	0.737	800	1.17	3400	1.89	13000	2.96	48000	4.58
220	0.761	850	1.19	3600	1.93	14000	3.04	50000	4.64
240	0.783	900	1.22	3800	1.97	15000	3.11	55000	4.79
260	0.804	950	1.24	4000	2	16000	3.17	60000	4.93
280	0.824	1000	1.26	4200	2.03	17000	3.24	65000	5.07
300	0.843	1100	1.3	4400	2.06	18000	3.3	70000	5.19
320	0.862	1200	1.34	4600	2.1	19000	3.36	75000	5.31
340	0.879	1300	1.38	4800	2.13	20000	3.42	80000	5.43
360	0.896	1400	1.41	5000	2.15	22000	3.53	85000	5.54
380	0.913	1500	1.44	5500	2.22	24000	3.63	90000	5.65
400	0.928	1600	1.47	6000	2.29	26000	3.73	100000	5.85

▼ Valores f_v para rodamientos de bolas

n min ⁻¹	f_v	n min ⁻¹	f_v	n min ⁻¹	f_v	n min ⁻¹	f_v	n min ⁻¹	f_v
10	1.49	55	0.846	340	0.461	1800	0.265	9500	0.152
11	1.45	60	0.822	360	0.452	1900	0.26	10000	0.149
12	1.41	65	0.8	380	0.444	2000	0.255	11000	0.145
13	1.37	70	0.781	400	0.437	2200	0.247	12000	0.141
14	1.34	75	0.763	420	0.43	2400	0.24	13000	0.137
15	1.3	80	0.747	440	0.423	2600	0.234	14000	0.134
16	1.28	85	0.732	460	0.417	2800	0.228	15000	0.131
17	1.25	90	0.718	480	0.411	3000	0.223	16000	0.128
						3200	0.218	17000	0.125

Factor de esfuerzo estático

Dimensionado

Rodamientos solicitados estáticamente - Rodamientos solicitados dinámicamente

Dimensionado

Muchas veces el diámetro del agujero de los rodamientos viene especificado por el diseño general de la máquina o dispositivo. Sin embargo, para determinar finalmente las demás medidas principales y el tipo de rodamiento, conviene averiguar mediante un cálculo de dimensionado, si las exigencias de vida, seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga.

En la técnica de rodamientos se distingue entre sollicitación dinámica y sollicitación estática.

Una sollicitación estática tiene lugar si el movimiento relativo entre los aros de los rodamientos es nulo o muy lento ($n < 10 \text{ min}^{-1}$). En estos casos se examinará la seguridad contra deformaciones plásticas demasiado elevadas en los caminos de rodadura y en los cuerpos rodantes.

La mayoría de los rodamientos se solicitan dinámicamente. Sus aros giran relativamente entre sí. Con el cálculo de dimensionado se examina la seguridad contra la fatiga prematura del material de los caminos de rodadura y de los cuerpos rodantes.

Sólo en escasas ocasiones el cálculo de vida nominal según DIN ISO 281 indica la vida realmente alcanzable. Sin embargo, para obtener construcciones económicas ha de sacarse el máximo provecho posible de las capacidades de los rodamientos. Cuanto más prestaciones se exijan, tanto más importante es tener un dimensionado preciso de los rodamientos. El acreditado método de cálculo FAG para la vida alcanzable considera las influencias del servicio y del ambiente en el cálculo. El método se basa en la norma DIN ISO 281 y en los conocimientos publicados por FAG en 1981 sobre la resistencia a la fatiga de rodamientos. Entretanto, este sistema de cálculo ha sido perfeccionado de tal modo que puedan dimensionarse rodamientos fiablemente incluso bajo la presencia de un lubricante contaminado.

Las capacidades de carga dinámica y estática indicadas en este catálogo son aplicables a rodamientos de acero al cromo, con el tratamiento térmico estándar, sólo en el rango de temperatura de servicio normal de hasta 100°C . La dureza mínima de los caminos de rodadura y elementos rodantes es de 58 HRC.

Temperaturas de servicio más elevadas reducen la dureza del material que resulta en drásticas pérdidas de capacidad de carga de los rodamientos. Por favor consulte con la Ingeniería de Aplicación FAG en tales casos.

Rodamientos solicitados estáticamente

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

siendo

f_s	factor de esfuerzos estáticos	
C_0	capacidad de carga estática	[kN]
P_0	carga estática equivalente	[kN]

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores.

- $f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas
- $f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales
- $f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

Los valores recomendados para los rodamientos axiales oscilantes de rodillos y rodamientos de precisión se indican en las tablas.

La capacidad de carga estática C_0 [kN] según DIN ISO 76 - 1988, está indicada en las tablas para cada rodamiento. Esta carga (en rodamientos radiales una carga radial y en rodamientos axiales una carga axial y centrada) en el centro del área de contacto más cargada entre los cuerpos rodantes y el camino de rodadura produciría una presión superficial teórica p_0 de:

- 4600 N/mm^2 para rodamientos oscilantes de bolas
- 4200 N/mm^2 para todos los demás rodamientos de bolas
- 4000 N/mm^2 para todos los rodamientos de rodillos

Bajo una sollicitación C_0 (correspondiente a $f_s = 1$) se origina una deformación plástica total del elemento rodante y el camino de rodadura de aprox. $1/10,000$ del diámetro del elemento rodante en el área de contacto más cargada.

La carga estática equivalente P_0 [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial y centrada en los rodamientos axiales. P_0 origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real.

Anexo 14

Limite de fluencia

318 / ELEMENTOS DE MÁQUINA

TABELA A.17 Propriedades Mecânicas dos Aços¹

Número UNS	Estado	Límite de Escormento S_e (kpsi) ²	Tensão Máxima de Tração S_{yt} (kpsi) ²	Alongamento em 2 pol ou 50,8 mm (%)	Estricção (%)	Dureza Brinell H_B
G10100	LQ	26	47	28	50	95
	EF	44	53	20	40	105
G10150	LQ	27	50	28	50	101
	EF	47	56	18	40	111
G10180	LQ	32	58	25	50	116
	EF	54	64	17	40	126
G10350	LQ	39	72	18	40	143
	EF	67	80	12	35	163
	Estirado a 427°C	81	110	18	51	220
	Estirado a 538°C	72	103	23	59	201
	Estirado a 649°C	62	91	27	66	180
G10400	LQ	42	76	18	40	149
	EF	71	85	12	35	170
	Estirado a 538°C	86	113	23	62	235
G10500	LQ	49	90	15	35	179
	EF	84	100	10	30	197
	Estirado a 316°C	180	220	10	30	450
	Estirado a 482°C	130	155	18	55	310
	Estirado a 649°C	80	105	28	65	210
G15216 ³	LQ*	81	100	25	57	192
G41300	LQ*	60	90	30	45	183
	EF*	88	98	21	52	201
	Estirado a 538°C	133	146	17	60	293
G41400	LQ*	63	90	27	58	187
	EF*	90	102	18	50	223
	Estirado a 538°C	134	153	16	45	302
G43400	LQ*	69	101	21	45	207
	EF*	99	111	16	42	223
	Estirado a 316°C	234	260	12	43	498
	Estirado a 538°C	162	182	15	40	363
G46200	Núcleo ³	89	120	22	55	248
	Estirado a 427°C	94	130	23	66	256
G61500	LQ*	58	91	22	53	183
	Estirado a 538°C	132	155	15	44	302
G87400	LQ*	64	95	25	55	190
	EF*	96	107	17	48	223
	Estirado a 538°C	129	152	15	44	302
G92550	LQ*	78	115	22	45	223
	Estirado a 538°C	160	180	15	32	352

¹ De acordo com a "Unified Numbering System for Metals and Alloys" (UNS), Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1975. Esta referência contém as classificações correspondentes para as especifica-

Anexo 15

Figura para aplicar el criterio de Goodman

PARTE 1 • FUNDAMENTOS

Mediante el uso de la ecuación (7.26) se obtiene

$$\frac{\alpha_1}{N_1'} + \frac{\alpha_2}{N_2'} + \frac{\alpha_3}{N_3'} + \frac{\alpha_4}{N_4'} = \frac{1}{N_f'}$$

$$\frac{0.2}{\infty} + \frac{0.3}{1.201 \times 10^3} + \frac{0.4}{1.495 \times 10^4} + \frac{0.1}{2.461 \times 10^3} = \frac{1}{N_f'}$$

$$\frac{1}{N_f'} = 0 + 2.498 \times 10^{-6} + 2.676 \times 10^{-5} + 4.063 \times 10^{-5}$$

$$N_f' = 14\,310 \text{ ciclos}$$

El número de ciclos acumulativo a la falla es 14 310.

7.9 INFLUENCIA DEL ESFUERZO MEDIO DIFERENTE DE CERO

A diferencia de la clasificación del comportamiento cíclico, se han supuesto los ciclos de esfuerzo completamente alternantes ($\sigma_m = 0$). Muchos elementos de máquinas implican esfuerzos fluctuantes respecto a una media diferente de cero. Con el aparato experimental que se utilizó en la obtención de los resultados de la figura 7.4, no se pudieron aplicar esfuerzos medios y alternantes. Ya que no se dispone de información, la influencia del esfuerzo medio diferente de cero se debe calcular con una de varias relaciones empíricas que determinan la falla en una vida determinada, cuando los esfuerzos alternantes y medios son diferentes de cero.

7.9.1 MATERIALES DÚCTILES

En la figura 7.9 se ilustra cómo por medio de cuatro relaciones empíricas se calcula la influencia del esfuerzo medio diferente de cero sobre la vida a la fatiga para materiales dúctiles cargados por tensión. En el eje de las ordenadas se grafica la resistencia a la fluencia S_u , recordándonos que la fluencia en vez de la fatiga podría ser el criterio de falla. En el eje de las abscisas se grafican la resistencia a la fluencia por tensión S_{ut} y la resistencia a la rotura por tensión S_{ur} . La falla se predice para valores de σ_a y σ_m arriba de las diferentes curvas.

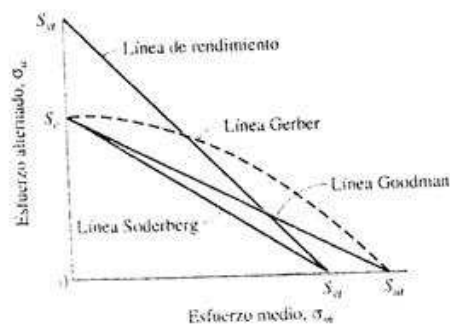
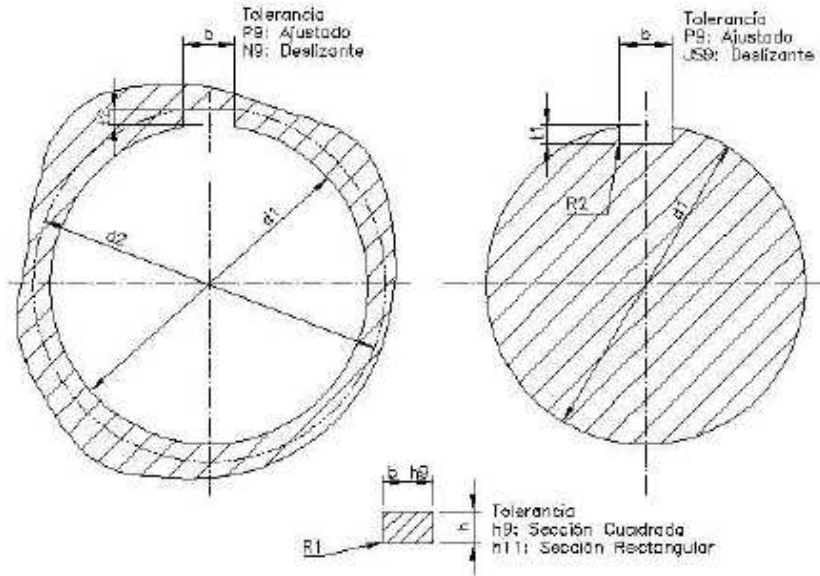


Figura 7.9 Influencia del esfuerzo medio diferente de cero sobre la vida a la fatiga para materiales dúctiles cargados por tensión como se calculó por medio de cuatro relaciones empíricas.

Anexo 16

Recomendación de chaveta en función del diámetro del eje

Dimensiones de las Chavetas



Diámetro del eje d_1		Chaveta		Diámetro min. cubo $d_2 = d_1 + \dots$	Chafilán o Radio R_1		Redondeo del fondo del chavetero R_2	
Máximo	Mínimo	b	h		Mínimo	Máximo	Máximo	Mínimo
6	8	2	2	2,5	0,16	0,25	0,16	0,08
8	10	3	3	3,5				
10	12	4	4	4				

12	17	5	5	5	0,25	0,4	0,25	0,16
17	22	6	6	6				
22	30	8	7	8				
30	38	10	8	8	0,4	0,6	0,4	0,25
38	44	12	8	8				
44	50	14	9	9				
50	58	16	10	11				
58	65	18	11	11				

Anexo 17

Recomendación para longitud de chaveta

318 DISEÑO DE ELEMENTOS MECANICOS

y $l = 1.34$ plg. La longitud del cubo de un engrane generalmente es mayor que el diámetro del eje, para que haya estabilidad. Si, en este ejemplo, la chaveta tuviera una longitud igual a la del cubo, tendría —por consiguiente— amplia resistencia, puesto que probablemente sería de $1\frac{1}{8}$ plg o más.

Frecuentemente se utiliza un retén o anillo de retención, en vez de un escalón de eje, para situar axialmente un elemento sobre un eje o dentro de un hueco. Como se indica en la figura 6-26, se forma una ranura en el eje o en el alojamiento para colocar al retén de resorte. La forma ahusada de los anillos exteriores e interiores asegura una presión uniforme contra el fondo de la ranura. Los tamaños, medidas y capacidades pueden verse en los catálogos de los fabricantes.

Los empalmes ranurados de envolvente (o involuta) son los mejores medios de transmitir momentos de rotación de gran magnitud. Como estos elementos están estrechamente relacionados con los dientes de los engranes, los métodos de selección se expondrán en el capítulo 11.

Anexo 18

Coefficiente de acabado superficial

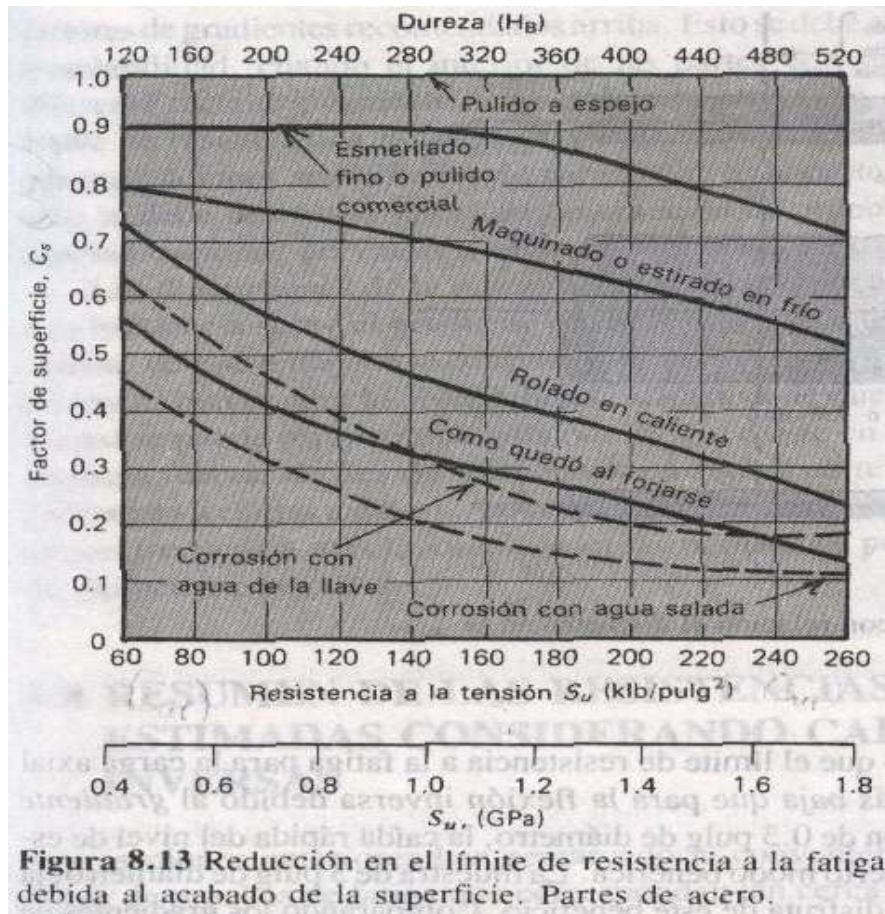


Figura 8.13 Reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida al acabado de la superficie. Partes de acero.

Anexo 19

Coficiente de confiabilidad

Tabla 7.4 Factores de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.

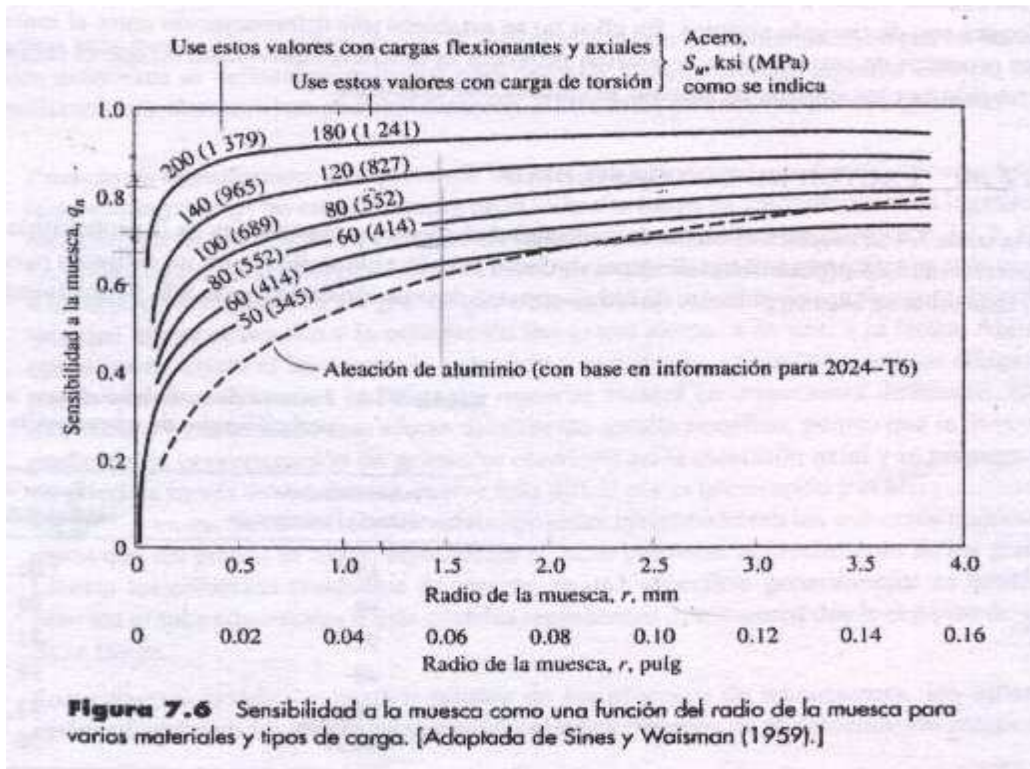
Probabilidad de sobrevivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, k ,
50	1.00
90	.90
95	.87
99	.82
99.9	.75
99.99	.70

Anexo 20

Coefficiente de concentración de esfuerzos (q)

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$$K_f = q * (K_t - 1) + 1$$



Anexo 21

Factor de concentración de esfuerzos (k_f)

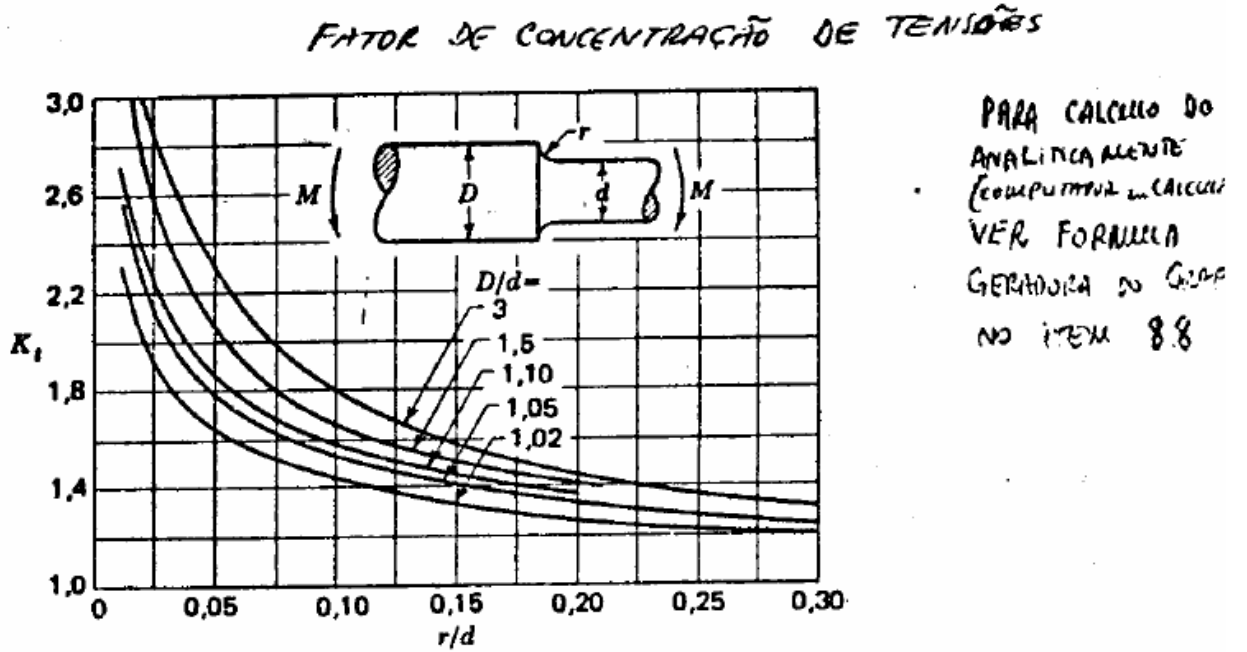


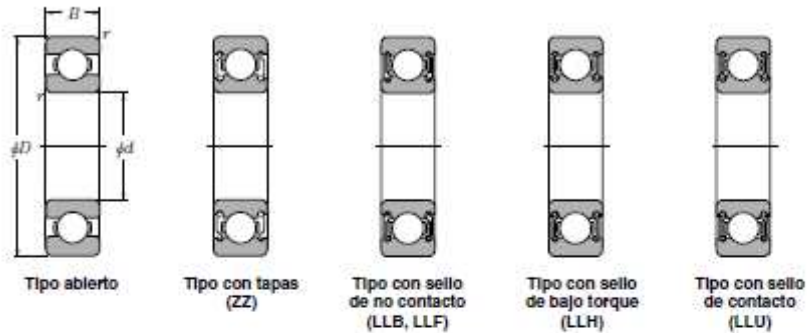
Fig. A.25.9 Eixo ou árvore com adocamento, submetido a flexão.
 $\sigma_0 = Mc/I$, sendo $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

Anexo 22

Rodamiento de chumacera seleccionada

● Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



d 20 ~ 35mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos					
	mm		r_{max} mm	r_{min} mm	kN		kgf			grasa	aceite		LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B			r_{max}	r_{min}	C_r	C_{or}			C_r	C_{or}							
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—	
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 680	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU	
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—	
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU	
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU	
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—	
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU	
28	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—	
	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1 270	755	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU	
30	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1 830	995	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2 730	1 430	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—	
30	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU	
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU	
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—	
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU	

Anexo 23

Dato del S_y para un tornillo grado métrico 10.9

Tabla 15.5 Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros.

Grado métrico	Díámetro de la cresta d_c , mm	Resistencia a la rotura por tensión, S_u , MPa	Resistencia a la fluencia, S_y , MPa	Resistencia de prueba, S_p , Mpa
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	*340	310
5.8	M5-M24	520	*415	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	*720	650
10.9	M6-M36	1 040	940	830
12.9	M1.6-M36	1 220	1 100	970

* Resistencias a la fluencia aproximada y no se incluyen en las resistencias estándar.

Anexo 24

Peso del reductor

BB	0.16	0.16	0.20	0.24	0.24	0.24	0.24	0.28	0.28
BD	3.15	4.33	4.92	7.09	7.87	8.27	11.02	12.60	12.60
BE	0.24	0.28	0.35	0.39	0.51	0.51	0.59	0.59	0.59
BF	26, 4 pl.	35, 4 pl.	43, 4 pl.	43, 4 pl.	55, 4 pl.	55, 4 pl.	55, 8 pl.	53, 8 pl.	53, 8 pl.
BR	2.95	3.43	3.94	4.33	5.51	6.30	7.87	9.84	9.84
BU	M6 Tap 0.43 deep, 4 pl.	M6 Tap 0.32 deep, 4 pl.	M8 Tap 0.39 deep, 4 pl.	M8 Tap 0.55 deep, 8 pl.	M8 Tap 0.55 deep, 8 pl.	M10 Tap 0.71 deep, 8 pl.	M10 Tap 0.71 deep, 8 pl.	M12 Tap 0.83 deep, 8 pl.	M12 Tap 0.83 deep, 8 pl.
CA	45°	45°	45°	45°	45°	45°	45°	22.5°	22.5°
CE	2.76	3.74	4.33	5.60	6.69	7.87	10.24	11.42	11.42
DY	2.24	2.81	3.31	4.02	4.69	5.32	6.59	7.38	9.06
E	2.13	2.76	3.15	3.94	4.72	5.51	6.69	7.87	9.45
EA	2.64	3.15	3.54	4.13	4.96	5.63	6.81	7.60	8.27
F	1.73	2.36	2.76	3.35	3.54	3.94	4.53	4.72	5.71
G	0.22	0.26	0.28	0.32	0.39	0.43	0.57	0.61	0.71
H	0.26	0.26	0.34	0.33	0.45	0.51	0.55	0.63	0.71
K	1.26	1.69	1.93	2.64	2.83	2.91	-	-	-
O	3.82	4.78	5.67	6.85	8.07	9.37	11.61	13.19	15.75
R	0.70	0.83	1.11	1.23	1.36	1.51	1.79	1.92	2.50
RB	0.42	0.55	0.70	0.83	0.96	0.96	1.24	1.36	1.38
RH	0.71	0.84	1.12	1.24	1.37	1.52	1.80	1.93	2.20
S	0.188	0.188	0.250	0.250	0.250	0.313	0.375	0.375	0.500
SB	0.094	0.125	0.188	0.188	0.188	0.188	0.250	0.250	0.313
SH	0.188	0.188	0.250	0.250	0.250	0.313	0.375	0.375	0.710
U	0.625 $\frac{1}{32}$ "	0.750 $\frac{1}{16}$ "	1.000 $\frac{1}{8}$ "	1.125 $\frac{9}{64}$ "	1.250 $\frac{1}{4}$ "	1.375 $\frac{11}{64}$ "	1.625 $\frac{1}{4}$ "	1.750 $\frac{7}{16}$ "	2.000 $\frac{1}{2}$ "
UH	0.625 $\frac{1}{8}$ "	0.750 $\frac{1}{4}$ "	1.000 $\frac{1}{2}$ "	1.125 $\frac{3}{4}$ "	1.250 $\frac{1}{1}$ "	1.375 $\frac{1}{1}$ "	1.625 $\frac{1}{1}$ "	1.750 $\frac{1}{1}$ "	2.000 $\frac{1}{1}$ "
UT	1/4-20	1/4-20	3/8-16	3/8-16	1/2-13	1/2-13	5/8-11	5/8-11	3/4-10
V	1.58	1.97	1.97	2.36	2.76	3.15	3.54	3.54	4.02
VA	1.67	2.09	2.11	2.50	2.89	3.33	4.13	3.74	4.57
VB	0.827	1.024	1.181	1.417	1.575	1.772	1.969	2.362	2.850
VN	1.18	1.18	1.58	1.97	2.36	2.36	2.76	3.15	3.15
WG	1.14	1.44	1.71	2.09	2.24	2.64	2.91	3.19	3.78
UB	0.375 $\frac{1}{8}$ "	0.500 $\frac{1}{4}$ "	0.625 $\frac{1}{4}$ "	0.750 $\frac{3}{8}$ "	0.875 $\frac{7}{16}$ "	0.875 $\frac{7}{16}$ "	1.125 $\frac{9}{16}$ "	1.250 $\frac{1}{4}$ "	1.375 $\frac{1}{4}$ "
UR	-	1/4-20	1/4-20	1/4-20	1/4-20	1/4-20	3/8-16	1/2-13	1/2-13
Y	1.18	1.58	1.97	2.48	2.95	3.54	4.33	5.12	5.91
YE	1.06	1.38	1.58	1.97	2.36	2.76	3.35	3.94	4.72
YF	1.73	2.17	2.52	3.15	3.66	4.02	4.92	5.51	7.09
Input Key									
Length	0.875	0.875	1.125	1.500	1.875	1.875	2.250	2.500	2.875
Square	0.094	0.125	0.188	0.188	0.188	0.188	0.250	0.250	0.315
Output Key									
Length	1.125	1.500	1.500	1.875	2.250	2.500	2.750	2.750	3.563
Square	0.188	0.188	0.250	0.250	0.250	0.313	0.375	0.375	0.500
Weight (lbs)	3	5	8	14	20	29	77	106	185

Anexo 25

Fuerza para halar

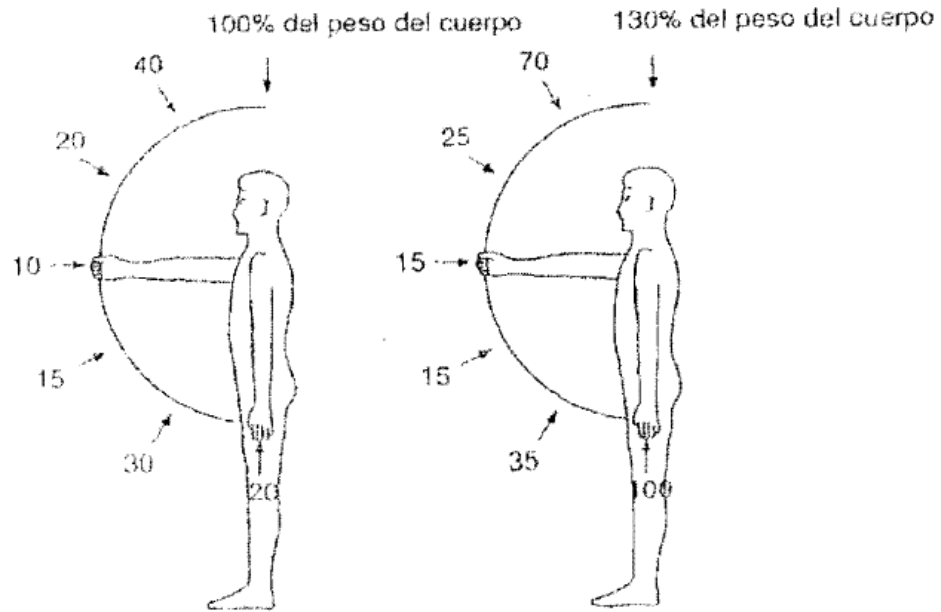


Figura 5.5 Potencia máxima del tiro (izquierda) y empuje (derecha) para un hombre con los pies separados 30 cm. Los valores para los diferentes ángulos se dan en porcentaje del peso del cuerpo (Simplificado, después de Rohmert, 1966, citado por Grandjean, 1980)

Anexo 26

Material de resorte

356 DISEÑO DE ELEMENTOS MECANICOS

ción de los esfuerzos de trabajo torsionales en un resorte helicoidal. Con frecuencia, en la fabricación de resortes, tales esfuerzos posteriores al enrollado se eliminan por medio de un tratamiento térmico suave.

Se dispone de muy diversos materiales para diseños de resortes, inclusive los aceros al carbono simples, aceros aleados y aceros resistentes a la corrosión, así como materiales no féreos, como un bronce fosforado, latón para resortes, cobre-berilio y diversas aleaciones de níquel. En la tabla 8-1 se tienen descripciones de los aceros más comúnmente utilizados. Los aceros

Tabla 8-1 ACEROS PARA RESORTES DE ALTO CARBONO Y DE ALEACION*

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de instrumento musical, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el material mejor, más tenaz y el más ampliamente usado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede resistir mayores esfuerzos, bajo cargas repetidas, que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 plg). No se emplee a más de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 plg), pero es posible obtener mayores y menores tamaños. No se use a más de 180°C (350°F), ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Es el acero de uso general de menor costo y debe utilizarse sólo donde la vida, la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 plg). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	El acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos elevados, inadmisibles en aceros al alto carbono, y de donde se necesitan resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases recocido o prerrevenido y en tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 plg) de diámetro.
Al cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación, bastante nueva, es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 plg).

* Reproducida con permiso de Harold C.R. Carlson, "Selection and Application of Spring Materials", *Mech. Eng.*, vol. 78, págs. 331-334, 1956.

Anexo 27

Constantes de resortes en base al material

TABELA 7.2 Constantes a Serem Usadas na Eq. (7.10) para Estimativa da Resistência à Tração de Aços para Molas

Material	Faixa de Diâmetros		Expoente (m)	Constante (A)	
	(mm)	(pol)		(MPa)	(kpsi)
Aço corda de piano ^a	0,10-6,5	0,004-0,250	0,146	2 170	196
Aço temperado em óleo ^b	0,50-12	0,020-0,500	0,186	1 880	149
Aço trabalhado a frio (encruado) ^c	0,70-12	0,028-0,500	0,192	1 750	136
Aço ao cromo-vanádio ^d	0,80-12	0,032-0,437	0,167	2 000	169
Liga de cromo-silício ^e	1,6-10	0,063-0,375	0,112	2 000	202

^a Superfície lisa, livre de defeitos e com o polimento final.

^b O tratamento térmico deixa ligeira crosta na superfície, que deve ser removida antes de qualquer outro tratamento superficial.

^c Superfície lisa e polida, sem marcas visíveis.

^d Fio endurecido de alta qualidade, para indústria aeronáutica; pode ser obtido revenido.

^e Endurecido até dureza 49 Rockwell C; pode ser obtido recozido.

PLANOS