ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LAMINADORA DE CUATRO RODILLOS PARA LAMINAR TIRAS DE ALUMINIO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

César Alejandro Peña Andrade
cesarpa_21@hotmail.com

David Marcelo Tipán Vilaña
ppadavid23@hotmail.com

DIRECTOR: Dr. Víctor Manuel Cárdenas
victor.cardenas@epn.edu.ec

Quito, Mayo 2014

DECLARACIÓN

Nosotros, Cesar Alejandro Peña Andrade, y David Marcelo Tipán Vilaña, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

_____ _____

César Alejandro Peña Andrade David Marcelo Tipán Vilaña

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por César Alejandro Peña Andrade y David Marcelo Tipán Vilaña, bajo mi supervisión.

_____

Dr. Víctor Cárdenas
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y mis estimados profesores, quienes lo largo de mi carrera, me han transmitido sus amplios conocimientos y sus sabios consejos, en especial al Dr. Víctor Cárdenas quien, muy acertadamente, dirigió nuestra tesis.

A mis padres, por estar pendientes de mí en cada momento de mi vida, por los valores que me han inculcado, y por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación. Muchas gracias por todo.

A mi gran amigo David Tipán, por haber sido un excelente compañero de tesis y por motivarme a seguir adelante en los momentos de desesperación.

Cesar Alejandro Peña Andrade

Al Dr. Víctor Cárdenas, por su apoyo en la dirección y realización de este proyecto.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional y a sus profesores, por brindarme sus conocimientos y experiencia durante mi formación profesional.

A César Peña, por ser un gran amigo, compañero de tesis y por su valioso aporte en el desarrollo de este proyecto.

A mis amigos, Carlos, Juan, José, Andrés y Alejandro, los cuales han sido parte importante de mi vida universitaria.

David Marcelo Tipán Vilaña

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico a mi pequeña princesa Danna Milé, por ser mi inspiración y fortaleza, tu sonrisa ilumina mi mundo y me da las fuerzas suficientes para cumplir todas mis metas.

A mi amada esposa Magaly, quien camina a mi lado de mi mano apoyándome día a día para cumplir todas nuestras metas propuestas como familia.

A mis padres César y Rocío, a mis hermanas Paola y Jodie, quienes han estado conmigo en cada etapa de mi vida y me han apoyado para culminar mis estudios.

César Alejandro Peña Andrade

A mi madre Luz, por velar por mi bienestar y educación, porque me has enseñado a ser responsable, por inculcarme valores que me permiten ser una buena persona y principalmente, por ser mi razón y motivo para luchar siempre. Te amo.

A mi hermana Laura, por tus consejos y por estar siempre a mi lado apoyándome incondicionalmente en todo momento.

A mi sobrino Adrián, por ser luz y alegría en nuestro hogar.

A Juanito, porque siempre ha encontrado los medios para apoyarme.

David Marcelo Tipán Vilaña

CONTENIDO

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA 1
1.1 ANTECEDENTE 1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 1
1.3 INTERROGANTES DE LA INVESTIGACIÓN 2
1.4 SOLUCION DEL PROBLEMA 2
1.5 OBJETIVOS 2
1.5.1 OBJETIVO GENERAL 2
1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS 3
1.6 JUSTIFICACIÓN 3
2. MARCO TEÓRICO 4
2.1 PRINCIPIOS DE CONFORMADO MECÁNICO POR DEFORMACIÓN PLÁSTICA 4
2.1.1 DEFORMACIÓN PLÁSTICA 4
2.1.1.1 Tipos de Deformación 5
2.2 PRINCIPALES FACTORES QUE INTERVIENEN EN EL CONFORMADO MECÁNICO 8
2.2.1 LA TEMPERATURA EN EL CONFORMADO 8
2.2.1.1 Conformado en Caliente 9
2.2.1.2 Conformado en Frio 10
2.2.2 LA VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN DURANTE EL CONFORMADO 11
2.2.3 LA MICRO-ESTRUCTURA EN EL CONFORMADO 11
2.2.4 FRICCIÓN 12
3. LAMINACIÓN 13
3.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS 13
3.2 DEFINICIÓN DE LAMINACIÓN 15
3.3 DEFORMACIÓN EN LA LAMINACIÓN 17
3.4 CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE LAMINACIÓN 18
3.4.1 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA TEMPERATURA 18
3.4.1.1 Laminado en caliente 18
3.4.1.2 Laminado en frio 19
3.4.2 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA FORMA DEL PRODUCTO OBTENIDO 19

3.4.2.1 LAMINACIÓN PLANA 19
3.4.2.2 LAMINACIÓN DE NO PLANOS 21
3.5 EQUIPOS DE LAMINACIÓN 25
3.5.1 PARTES PRINCIPALES DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN 25
3.5.1.1 Cilindros o Rodillos de laminación 26
3.5.1.2 Cojinetes y Ampuesas 30
3.5.1.3 Sistema de regulación de apertura de rodillos 30
3.5.1.4 Estructura principal (Bancada) 31
3.5.1.5 Sistema de accionamiento de la caja de laminación 32
3.5.2 CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS DE LAMINACIÓN 33
3.5.2.1 Por la cantidad y disposición de los rodillos 33
3.5.2.2 Por la disposición de las cajas de laminación 37
3.5.2.3 Por su destinación 40
3.6 VARIABLES PRINCIPALES DEL PROCESO DE LAMINACIÓN 43
3.6.1 EL DIÁMETRO DE LOS RODILLOS 44
3.6.2 LA RESISTENCIA A LA DEFORMACIÓN DEL METAL 44
3.6.3 LA RESISTENCIA A LA FRICCIÓN ENTRE LOS RODILLOS Y EL MATERIAL A LAMINARSE 45
3.6.4 TENSIONES DE TRACCIÓN APLICADAS AL MATERIAL DURANTE EL PROCESO DE LAMINACIÓN. 45
3.7 FUNDAMENTOS DE LA TEORÍA DE LAMINACIÓN 46
3.7.1 COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL EN EL FORMADO DE METALES 46
3.7.2 ESFUERZO DE FLUENCIA 47
3.7.3 ESFUERZO DE FLUENCIA PROMEDIO 48
3.7.4 CRITERIO SOBRE DEFORMACIÓN PLANA 48
3.7.5 RELACIONES GEOMÉTRICAS EN LA LAMINACIÓN 50
3.7.6 PAPEL DE LA FRICCION DURANTE EL LAMINADO 55
3.7.7 CONDICIÓN DE AGARRE DEL METAL POR LOS RODILLOS DE LAMINACIÓN 56
3.7.8 TEORÍAS DE LA LAMINACIÓN EN FRIO 58
3.7.8.1 CÁLCULO DE LA FUERZA VERTICAL DE LAMINACIÓN 62
3.7.9 TEORÍA DE LA LAMINACIÓN EN CALIENTE 63
3.7.10 INTERACCIÓN DE RODILLOS DE TRABAJO CON RODILLOS DE APOYO 65

3.7.11 CÁLCULO DEL TORQUE Y LA POTENCIA 66
4. PREFACTIBILIDAD Y FACTIBILIDAD..... 69
4.1 PREFACTIBILIDAD..... 69
4.1.1 ESTUDIO DEL MERCADO 69
4.1.1.1 Análisis de la oferta..... 69
4.1.1.2 Análisis de la demanda 69
4.1.2 ESTUDIO DE RESTRICCIONES 70
4.1.2.1 Tecnología 70
4.1.2.2 Disponibilidad de materiales 70
4.1.2.3 Facilidad de construcción..... 70
4.1.2.4 Mantenimiento..... 70
4.1.2.5 Facilidad de operación 71
4.1.2.6 Suministro de energía 71
4.1.2.7 Accionamiento del equipo 71
4.2 FACTIBILIDAD..... 71
4.2.1 ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO A CONSTRUIRSE 72
4.2.1.1 Parámetros funcionales 72
4.2.1.2 Condiciones ambientales de trabajo 72
4.2.1.3 Vida útil y mantenimiento 72
4.2.1.4 Costo estimado 72
4.2.1.5 Materiales..... 72
4.2.1.6 Normas..... 73
4.2.1.7 Dimensiones 73
4.2.2 ALTERNATIVAS PARA EL ACCIONAMIENTO, CONSTITUCIÓN Y MATERIALES DEL EQUIPO 73
4.2.2.1 Método de los criterios 73
4.2.2.2 Accionamiento del equipo laminador 74
4.2.2.3 Regulación de velocidad de giro de los rodillos 78
4.2.2.4 Sistema de transmisión motoreductor-caja de laminación: giro y potencia 82
4.2.2.5 Sistema de transmisión del motoreductor - caja de laminación: acoplamientos 89
4.2.2.6 Bastidor..... 91
4.2.2.7 Cojinetes de apoyo de los rodillos..... 93

4.2.2.8 Sistema de regulación del calibre entre rodillos 99
4.2.2.9 Rodillos de trabajo y de apoyo 101
4.2.2.10 Ampuesas (apoyos de los rodillos) 104
5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO 108
5.1 PARÁMETROS DE DISEÑO 108
5.1.1 MATERIALES A LAMINARSE 108
5.1.2 TIPO DE LAMINACIÓN 109
5.1.3 DIMENSIONES DE LA PROBETA 109
5.1.4 DIÁMETRO DE LOS RODILLOS 109
5.1.5 LONGITUD DE LOS RODILLOS 110
5.2 DISEÑO DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN 110
5.2.1 PASOS A SEGUIR PARA EL DISEÑO DE LA LAMINADORA 111
5.2.2 CALCULO DE LA FUERZA DE LAMINACION. 111
5.2.3 CALCULO DEL TORQUE 112
5.2.4 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE LAMINACION 112
5.2.4.1 Diseño del eje porta rodillo de apoyo 112
5.2.4.2 Resistencia superficial de los rodillos de trabajo y apoyo 123
5.2.4.3 Diseño del eje porta rodillo de trabajo 125
5.2.5 DISEÑO DE LENGUETAS PARA LOS RODILLOS DE TRABAJO 128
5.2.5.1 Lengüeta para acople de rodillo - eje 128
5.2.5.2 Lengüeta para acople con sistema de transmisión 130
5.2.6 SELECCIÓN DE COJINETES DE FRICCIÓN 130
5.2.7 SELECION DE RODAMIENTO DE RODILLOS CONICOS 131
5.2.8 DISEÑO DE LAS AMPUESAS PARA LOS RODILLOS DE APOYO 134
5.2.9 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA 135
5.2.9.1 Material del tornillo 135
5.2.9.2 Selección de la rosca 135
5.2.9.3 Condición de auto-bloqueo 136
5.2.9.4 Diseño estático 137
5.2.10 DISEÑO DE RESORTES DE COMPRESIÓN 139
5.2.10.1 Material del resorte 140
5.2.10.2 Determinación de la escala del resorte k 140
5.2.10.3 Determinación de la longitud sólida Ls 140
5.2.10.4 Determinación de la fuerza a la longitud solida Fs 141

5.2.10.5 Determinación del esfuerzo cortante en la longitud solida 141
5.2.10.6 Determinación del esfuerzo permisible S_{sy} 142
5.2.10.7 Factor de seguridad n_s 142
5.3 SISTEMA DE TRANSMISION 143
5.3.1 DISEÑO DE EJE TELESCÓPICO CON ACOPLE TIPO CARDAN 144
5.3.1.1 Diseño de eje telescópico 146
5.3.2 DISEÑO DE CRUCETA 149
5.3.3 DISEÑO DE ENGRANAJES RECTOS 151
5.3.3.1 Esfuerzo de flexión σ 152
5.3.4 DISEÑO DE EJES PARA SISTEMA DE TRANSMISION 159
5.3.5 DISEÑO DE LENGUETAS PARA LOS RODILLOS DE TRABAJO 169
5.3.5.1 Lengüeta para acople de engranaje – eje 169
5.3.5.2 Lengüeta para acople con motorreductor 170
5.3.6 SELECION DE RODAMIENTO DE BOLAS 170
5.3.7 CALCULO DE POTENCIA TOTAL REQUERIDA 173
5.3.8 SELECCIÓN DEL ACOPLE FLEXIBLE MOTOR-SISTEMA DE TRANSMISION 174
5.3.9 ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL BASTIDOR DE LA LAMINADORA. 174
5.3.10 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN TAPA DE LAMINADORA 176
5.3.11 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA MESA DE SOPORTE 177
5.4 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL EQUIPO 179
5.4.1 CONSTRUCCION DEL EQUIPO LAMINADOR 179
5.4.1.1 Construcción de los rodillos y ejes porta rodillos 179
5.4.1.2 Construcción de los porta rodamientos y porta bocines (ampuesas) 181
5.4.1.3 Construcción del bastidor del equipo laminador 182
5.4.1.4 Construcción de los tornillos de potencia 183
5.4.1.5 Construcción de la tapa superior y tapas laterales del equipo laminador 184
5.4.2 COSNTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN 185
5.4.3 CONSTRUCCION DE LA ESTRUCTURA PARA LA MESA DEL EQUIPO 188
6. PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS 189
6.1 PROTOCOLO PRUEBAS 189

6.1.1 VERIFICACIÓN DE DIMENSIONES Y ESTADO FÍSICO DE LA MÁQUINA 190
6.1.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO SIN CARGA 190
6.1.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA (OBTENCIÓN DE TIRAS DE ALUMINIO) 191
6.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS 192
6.2.1 PRUEBA DE DIMENSIONES Y FUNCIONAMIENTO SIN CARGA 192
6.2.2 OBTENCIÓN DE LAS TIRAS DE ALUMINIO 192
6.2.3 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO LAMINADOR 194
7. ANÁLISIS DE COSTOS 196
7.1 COSTOS DIRECTOS 196
7.1.1 MATERIA PRIMA 196
7.1.2 ELEMENTOS NORMALIZADOS 198
7.1.3 COSTOS DE MAQUINADO 199
7.1.4 COSTOS DE MONTAJE 199
7.1.5 COSTO DIRECTO TOTAL 200
7.2 COSTOS INDIRECTOS 200
7.2.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS 200
7.2.2 COSTOS DE INGENIERIA 201
7.2.3 COSTO TOTAL INDIRECTO 201
7.3 COSTOS TOTALES 201
7.3.1 COSTOS DEL EQUIPO CON SISTEMA DE TRASMISIÓN MANUAL 202
7.3.1.1 Costos directos 202
7.3.1.2 Costos indirectos 205
7.3.1.3 Costos totales de la máquina con sistema manual 206
8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 207
8.1 CONCLUSIONES 207
8.2 RECOMENDACIONES ..... **¡Error! Marcador no definido.**

ÍNDICE FIGURAS

Figura 2.1 Diagrama Esfuerzo – Deformación 4
Figura 2.2 Planos y direcciones de deslizamiento de algunos metales..... 5
Figura 2.3 Planos y direcciones de deslizamientos de la estructura a) cúbica centrada en las caras (FCC) b) cúbica centrada en el cuerpo (BCC)[4] 6
Figura 2.4 Direcciones de empaquetamiento compacto en el plano basal de la red hexagonal..... 7
Figura 2.5 Influencia de la laminación en caliente sobre la estructura cristalina 9
Figura 2.6 Ilustración esquemática de la fricción en el proceso de laminación y el cambio micro-estructural del material en el conformado en frio 12
Figura 3.1 Fandería (tren de laminación) 13
Figura 3.2: Tren de laminación..... 14
Figura 3.3 Equipo de laminación para joyería 15
Figura 3.4 Placas de acero obtenidas mediante proceso de laminación..... 16
Figura 3.5 Rollo de hoja de acero obtenido mediante proceso de laminación 16
Figura 3.6 Punto Neutro o Punto de Deslizamiento nulo..... 17
Figura 3.7 Proceso de laminado en caliente 18
Figura 3.8 (a) Ilustración esquemática del proceso de laminado plano. (b) Fuerzas de fricción que actúan sobre las superficies de la tira..... 20
Figura 3.9 Variaciones típicas de presión a lo largo de la longitud dé contacto en el laminado plano. La presión pico se localiza en el punto neutro 20
Figura 3.10 Perfiles fabricados por laminación..... 21
Figura 3.11 Laminación de anillos que se usa para reducir el espesor e incrementar su diámetro..... 22
Figura 3.12 Proceso de laminado de rosca con dados planos reciprocantes 23
Figura 3.13 Flujo de grano en roscas maquinadas y laminadas 24
Figura 3.14 Perforación de rodillos: (a) formación de esfuerzos internos y de cavidad por compresión de la parte cilíndrica y (b) disposición del molino de laminación Mannesmann para producir tubos sin costura..... 25

Figura 3.15 Equipo de laminación 26
Figura 3.16 Partes de un cilindro de laminación en: a) Cilindro plano b) Cilindro perfilado 27
Figura 3.17 Disposición común de los rodillos de trabajo y apoyo 28
Figura 3.18 Cojinete y Ampuesa 30
Figura 3.19 Sistema de regulación de apertura de rodillos 31
Figura 3.20 Estructura del bloque de bancadas de la jaula de laminación 31
Figura 3.21 Sistemas de accionamiento manual 32
Figura 3.22 Sistemas de transmisión de movimiento por *a)* alargaderas *b)* engranes y poleas 33
Figura 3.23 Tipos de equipos de laminación según el número de cilindros o rodillos 34
Figura 3.24 Laminadora Dúo 35
Figura 3.25 Laminadora Trio[7] 35
Figura 3.26 Laminadora Cuarto 36
Figura 3.27 Laminadora Sendzimir 37
Figura 3.28 Laminadores de una caja 37
Figura 3.29 Laminadores lineales 38
Figura 3.30 Laminadores sucesivos 38
Figura 3.31 Laminadores Continuos 39
Figura 3.32 Laminadores semicontinuos 39
Figura 3.33 Laminador Oblicuo 42
Figura 3.34 Laminador Pilgerschritt 43
Figura 3.35 Relaciones 52
Figura 3.36 Distribución de la presión de laminación a lo largo del arco de contacto 54
Figura 3.37 a) Relación geométrica; b) tensiones que actúan sobre el elemento 59
Figura 3.38 Valores de Qp en función de la reducción de espesor y la relación R/hf 64
Figura 4.1 Variador de frecuencia 79
Figura 4.2 Motoreductor 80
Figura 4.3 Sistema de transmisión por bandas 84
Figura 4.4 Polea conductora y polea conducida 84

Figura 4.5 Transmisión por cadenas 85
Figura 4.6 Transmisión por engranajes 87
Figura 4.7 Eje con doble junta cardan y acoplamiento deslizable 90
Figura 4.8 Ubicación del cojinete de fricción o deslizamiento 94
Figura 4.9 Constitución de un rodamiento 96
Figura 4.10 Ejemplos de tornillos de potencia (gatos mecánicos de tornillo) 100
Figura 5.1 Ilustración de eje porta rodillo: 1. Rodillo, 2. Rodamiento, 3. Separador 113
Figura 5.2 Configuración del eje porta rodillo 113
Figura 5.3 Configuración del eje porta rodillo 114
Figura 5.4 Diagrama de fuerza cortante y momento flector 115
Figura 5.5 Ilustración de eje porta rodillo: 1. Rodillo, 2. Cojinete, 3. Montaje para transmisión de potencia, 4. Eje porta-rodillo. 125
Figura 5.6 Configuración del eje porta rodillo 125
Figura 5.7 a) Fuerzas que actúan sobre la lengüeta. b) Área transversal de la lengüeta[17] 128
Figura 5.8 Rodamiento de rodillos cónicos 132
Figura 5.9 Rodamiento de rodillos cónicos seleccionado 133
Figura 5.10 Rosca tipo cuadrada 135
Figura 5.11 Geometría de rosca cuadrada útil para calcular los esfuerzos flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca 137
Figura 5.12 Sistema de transmisión 143
Figura 5.13 Eje telescópico con junta de cardan 144
Figura 5.14 Configuración de montaje (Configuración Z) 145
Figura 5.15 Eje Telescópico 146
Figura 5.16 Fuerzas que actúan sobre la cruceta 149
Figura 5.17 Ilustración de eje para el sistema de transmisión: 159
Figura 5.18 Configuración del eje porta rodillo 159
Figura 5.19 Configuración del eje para el sistema de transmisión 160
Figura 5.20 Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano xy 162
Figura 5.21 Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano xz 163

Figura 5.22 Rodamiento de bola seleccionado a) $\mathrm{Dint} = 25\ [\mathrm{mm}]$ b) $\mathrm{Dint} = 30\ [\mathrm{mm}]$ 172
Figura 5.23 Ubicación de cargas y restricciones en el bastidor..... 175
Figura 5.24 Resultados del análisis de cargas..... 175
Figura 5.25 Ubicación de cargas y restricciones en la tapa de la laminadora..... 176
Figura 5.26 Resultados del análisis de cargas..... 177
Figura 5.27 Ubicación de cargas y restricciones en la mesa de soporte..... 178
Figura 5.28 Resultados del análisis de carga..... 179
Figura 5.29 Rodillos y porta rodillos torneados 180
Figura 5.30 Ensamblaje final..... 180
Figura 5.31 Ejes y ampuesas acopladas..... 182
Figura 5.32 Bastidor durante su construcción y ensamblaje final..... 183
Figura 5.33 Tornillo de potencia..... 184
Figura 5.34 Derecha: Tapas laterales; Izquierda: Tapa superior..... 185
Figura 5.35 Engranajes y manivela adaptados a la caja de laminación..... 186
Figura 5.36 Mesa alternativa para el soporte del equipo laminador..... 188
Figura 6.1 Probeta inicial y resultado final después del laminado..... 194

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Valores típicos de K y n a temperatura ambiente 47
Tabla 3.2 Valores de f para laminado en frio 56
Tabla 3.3 Valores de f para laminado en caliente[5] 56
Tabla 3.4 Valores de coeficiente de fricción de cojinetes 68
Tabla 4.1 Alternativas para el accionamiento del equipo laminador 76
Tabla 4.2 Criterios de selección equipo laminador 76
Tabla 4.3 Calificación de alternativas de acuerdo a criterios equipo laminador 77
Tabla 4.4 Función de criterio equipo laminador 77
Tabla 4.5 Alternativas de regulación de velocidad 81
Tabla 4.6 Criterios de selección 81
Tabla 4.7 Calificación de alternativas en función del criterio 81
Tabla 4.8 Función de criterio 82
Tabla 4.9 Alternativas de transmisión de movimiento 88
Tabla 4.10 Criterios a considerar para el sistema de transmisión 88
Tabla 4.11 Calificación de las alternativas en base al criterio 89
Tabla 4.12 Función de criterios 89
Tabla 4.13 Alternativas de construcción para el bastidor 92
Tabla 4.14 Criterios de selección 92
Tabla 4.15 Calificación de alternativas de acuerdo al criterio de selección 93
Tabla 4.16 Función de criterio 93
Tabla 4.17 Alternativas para cojinetes de apoyo de rodillos 97
Tabla 4.18 Criterios para la selección de alternativas 97
Tabla 4.19 Valoración de alternativas de acuerdo al criterio 97
Tabla 4.20 Función de criterio 98
Tabla 4.21 Valoración de alternativas de acuerdo al criterio 98
Tabla 4.22 Función de criterio 99
Tabla 4.23 Alternativas material para rodillos 102
Tabla 4.24 Criterios de selección para los rodillos 102

Tabla 4.25 Valoración de alternativas para los rodillos 103
Tabla 4.26 Función de criterio para los rodillos 103
Tabla 4.27 Alternativas para las ampuesas 105
Tabla 4.28 Criterios para la selección de las ampuesas 105
Tabla 4.29 Calificación de alternativas para las ampuesas 106
Tabla 4.30 Función de criterio para las ampuesas 106
Tabla 4.31 Selección de las alternativas de diseño 107
Tabla 5.1 Propiedades mecánicas del material del eje 116
Tabla 5.2 Propiedades mecánicas del rodillo de apoyo 124
Tabla 5.3 Propiedades mecánicas del material del eje 126
Tabla 5.4 Propiedades mecánicas del material de la lengüeta 128
Tabla 5.5 Propiedades mecánicas del material de los cojinetes 131
Tabla 5.6 Propiedades mecánicas del material del eje 134
Tabla 5.7 Propiedades mecánicas del material del tornillo de potencia 135
Tabla 5.8 Dimensiones de la rosca 136
Tabla 5.9 Dimensiones de resorte 139
Tabla 5.10 Propiedades mecánicas y constantes para estimar la resistencia mínima del alambre de piano 140
Tabla 5.11 Dimensiones de engranajes 151
Tabla 5.12 Propiedades mecánicas del material de engranajes 151
Tabla 5.13 Cargas 174
Tabla 5.14 Valores obtenidos del análisis 175
Tabla 5.15 Cargas 176
Tabla 5.16 Valores obtenidos del análisis de cargas 176
Tabla 5.17 Masas de partes de la laminadora 178
Tabla 5.18 Materia prima para rodillos y ejes porta rodillos 181
Tabla 5.19 Materia prima para ampuesas de rodillos de apoyo y trabajo 182
Tabla 5.20 Materia prima para el bastidor del equipo 183
Tabla 5.21 Materia prima para los tornillos de potencia 184
Tabla 5.22 Materia prima para tapas 185
Tabla 5.23 Materia prima y elementos normalizados 187

Tabla 5.24 Materia prima 188
Tabla 7.1 Costos de materia prima 197
Tabla 7.2 Costos de elementos normalizados 198
Tabla 7.3 Costos de maquinado 199
Tabla 7.4 Subtotal costo directo 200
Tabla 7.5 Costos de materiales indirectos 200
Tabla 7.6 Costos de ingeniería 201
Tabla 7.7 Costos indirectos 201
Tabla 7.8 Costos total del equipo 202
Tabla 7.9 Costos de materia prima con el sistema alternativo 203
Tabla 7.10 Costos de elementos normalizados con el sistema alternativo 204
Tabla 7.11 Costos de maquinado con el sistema alternativo 204
Tabla 7.12 Subtotal costo directo para el equipo con sistema alternativo 205
Tabla 7.13 Costos de materiales indirectos del equipo con sistema alternativo 205
Tabla 7.14 Costos de ingeniería (sistema manual) 206
Tabla 7.15 Costos indirectos (sistema manual) 206
Tabla 7.16 Costo total del equipo con sistema manual 206

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A. Catálogo de Mario Di Maio – Laminador Cuarto

ANEXO B. Tablas con tablas, factores y valores utilizados para el diseño del equipo

ANEXO C. Formatos para protocolo de pruebas

ANEXO D. Selección de acople elástico

ANEXO E. Material para rodillos de laminación

ANEXO F. Material para los ejes porta rodillos

ANEXO G. Material para los tornillos de potencia

ANEXO H. Material para los bocines

ANEXO I. Catalinas y Cadenas

ANEXO J. Plan de Mantenimiento

ANEXO K. Hojas de Proceso

ANEXO L. Planos de Diseño

ANEXO M. Diseño del sistema manual, alternativa para el movimiento de los rodillos del equipo laminador

ANEXO N. Planos del sistema manual, alternativa para el movimiento de los rodillos del equipo laminador

SIMBOLOGÍA

a	Distancia del punto de aplicación de la carga
b	Anchura de la chapa
b	Longitud de contacto del rodillo de apoyo
d, D	Diámetros
F	Fuerza de fricción tangencial al radio
f	Coeficiente de rozamiento
f_a	Deflexión en rodillos de apoyo
f_t	Deflexión en rodillos de trabajo
h	Espesor instantáneo
h_f	Espesor final
h_o	Espesor inicial
K	Coeficiente de Resistencia
k	Factor de proporcionalidad
k_a	Factor de modificación de la condición superficial
k_b	Factor de modificación del tamaño
k_c	Factor de modificación de la carga
k_d	Factor de modificación de la temperatura
k_e	Factor de confiabilidad
k_f	Factor de modificación de efectos varios
K_f	Factor de concentración de esfuerzos
K_{fs}	Factor de concentración de esfuerzos por torsión
L_p	Longitud del arco de contacto
M_a	Momento flexionante alternante
M_m	Momento flexionante medio
N	Fuerza normal en la dirección del radio del rodillo
n	Exponente de endurecimiento por deformación
n_f	Factor de seguridad
P	Carga de laminación

P_a	Carga de laminación a una distancia "a" del centro del rodillo
P_r	Fuerza dirigida en dirección del radio desde los rodillos
p	Presión especifica de los cilindros
q	Carga uniforme
$q_{cortante}$	Sensibilidad de la muesca
Q_p	Función complicada de reducción de espesor y de la relación R/hf
R	Radio del rodillo
S_e	Límite de resistencia a la fatiga del elemento elástico (mecánico)
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
S_{ut}	Resistencia última a la tensión
S_y	Límite de fluencia
S_{yp}	Límite de fluencia de promedio
T	Torque
T_a	Par de torsión alternante
T_f	Torque necesario para vencer la resistencia en los rodillos
T_L	Torque de laminación
T_m	Par de torsión medio
V	Velocidad para cualquier espesor h intermedio entre ho y hf
V_f	Velocidad de salida de la tira de aluminio
V_o	Velocidad de entrada de la tira de aluminio
V_r	Velocidad superficial de los rodillos
W	Potencia necesaria para deformar el metal
w_1	Velocidad angular del eje motriz
w_2	Velocidad angular del eje conducido

A	Ángulo total de contacto o ángulo de agarre
E	Deformación
Σ	Esfuerzo
σ_a	Esfuerzo de flexión alternante

σ_{a}'	Esfuerzo de Von Mises alternante
σ_{m}	Esfuerzo de flexión medio
σ_{m}'	Esfuerzo de Von Mises medio
σ_{o}	Esfuerzo de fluencia
σ'	Esfuerzo de Von Mises (Esfuerzo efectivo)
σ_{o}'	Limite elástico de deformación
τ_{a}	Esfuerzo de torsión alternante
τ_{m}	Esfuerzo de torsión medio
Θ	Angulo instantáneo de contacto
N	Coeficiente de Poisson

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LAMINADORA DE CUATRO RODILLOS PARA LAMINAR TIRAS DE ALUMINIO”

- Autores: César Alejandro Peña Andrade
  David Marcelo Tipán Vilaña
- Tutor: Dr. Víctor Cárdenas

- Fecha: Mayo / 2014

RESUMEN

Se diseña y construye un equipo laminador de cuatro rodillos, con el cual se demostrarán los principios básicos de laminación y del cual se obtendrán tiras de aluminio. Actualmente en el país no existen empresas que se dediquen al diseño y construcción de equipos laminadores ya sea para uso industrial o artesanal, en su mayoría estos equipos son importados en el caso de grandes y medianas industrias, o son construidos en el vecino país de Colombia para el uso artesanal como en el caso de equipos para joyería. Si bien es cierto el presente proyecto está destinado para su uso con fines educativos, puede ser utilizado como un precedente para futuras aplicaciones a nivel industrial en el país.

DESCRIPTORES DE TESIS: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, LAMINACIÓN, CUARTO, RODILLOS, ALUMINIO.

PRESENTACIÓN

Este proyecto nace y se desarrollará con una premisa fundamental, que es la necesidad de reemplazar el actual equipo de laminación del Laboratorio de Conformado por un equipo tipo “cuarto de laminación” con el cual se demostrará el proceso de laminado mediante la obtención de tiras de aluminio.

Es importante mencionar que en nuestro país, este equipo no es común a nivel de laboratorio, y muy poco utilizado a nivel artesanal o industrial, por lo que estos son importados casi en su totalidad, debido a esto se presentaron dificultades al momento de buscar información respecto a este tema. Siendo muy limitados los datos disponibles en libros o internet, en algunos casos hubo que recurrir a catálogos para poder continuar con el desarrollo de este trabajo.

Asimismo hay que hacer referencia a la situación actual del país y su afán de cambiar al aparato productivo, por lo que es indispensable el generar su propia tecnología y así evitar lo que actualmente se hace, es decir, importar o en el mejor de los casos elaborar máquinas sin un estudio ingenieril previo.

Dicho lo anterior, el usuario de este documento encontrará de una manera clara y detallada, los diferentes procesos de conformado y en específico el proceso productivo utilizado para la obtención de las tiras de aluminio, un breve estudio de prefactibilidad y factibilidad del proyecto, así como los parámetros que se deben tomar en cuenta cuando se diseñan máquinas de este tipo, las alternativas que se manejaron en base al mercado nacional, las máquinas y equipos involucrados durante su obtención, los costos de diseño y fabricación.

CAPÍTULO 1

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En este punto se tratarán los motivos que se tomaron en cuenta para el planteamiento del proyecto, así como los objetivos y el alcance del mismo.

1.1 ANTECEDENTE

Actualmente en el Laboratorio de Conformado Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional se ensayan varios procesos de conformado de materiales (laminación, embutido, extrusión, etc), para lo cual este cuenta con los equipos necesarios para realizar los diferentes ensayos. Sin embargo, el actual equipo de laminación se encuentra al final de su vida útil, por lo que el laboratorio requiere de un nuevo equipo para realizar los ensayos de laminación.

El equipo planteado será de la configuración “cuarto de laminación” o “de cuatro rodillos” (dos de trabajo y dos de apoyo) para la laminación, a diferencia del existente en el laboratorio el cual es de dos rodillos o dúo.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El Laboratorio de Conformado Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional no cuenta con un equipo de laminación que se encuentre en pleno funcionamiento.

Existe la necesidad de tener un equipo de laminación que sea didáctico y versátil, el cual permita conocer de una manera sencilla el proceso de laminación.

1.3 INTERROGANTES DE LA INVESTIGACIÓN

¿Existe la posibilidad de construir el equipo que la facultad requiere?
¿Cuántas empresas en el país tienen el conocimiento y la capacidad de construir un equipo de laminación de cuatro rodillos?
¿Cuáles son las limitaciones para la construcción del equipo de cuatro rodillos?
¿Cuáles son los equipos de laminación más usados en las empresas o industrias?
¿Existen alternativas para la solución de los problemas planteados anteriormente?

1.4 SOLUCION DEL PROBLEMA

Con la implementación de este equipo de laminación en el Laboratorio de Conformado Mecánico, los estudiantes podrán tener una mejor comprensión del proceso de laminación así como de los principales elementos mecánicos que constituyen una laminadora.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un equipo de laminación de cuatro rodillos para el Laboratorio de Conformado Mecánico, el mismo que permitirá realizar la reducción del espesor tiras de aluminio, con tolerancias aceptables, permitiendo al estudiante realizar las prácticas de laminado.

1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los parámetros característicos para el diseño de la máquina laminadora.
- Seleccionar los materiales adecuados, en base a sus parámetros tecnológicos, con la ayuda de especificaciones técnicas y normas.
- Construir un equipo que permita demostrar el proceso de laminación.
- Realizar las pruebas necesarias de funcionamiento del equipo con la finalidad de tener una correcta operación del mismo.
- Obtener tiras de aluminio en condiciones aceptables para realizar las prácticas de laminación para el laboratorio de conformado.
- Realizar un procedimiento de laboratorio para el uso del equipo.

1.6 JUSTIFICACIÓN

- Se tienen los conocimientos mínimos necesarios, para diseñar equipos de esta naturaleza.
- Se tiene disponibilidad de los recursos tecnológicos requeridos, para el desarrollo del presente proyecto.
- Existe la apertura, interés y experiencia del tutor para asesorar el tema.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

2.1 PRINCIPIOS DE CONFORMADO MECÁNICO POR DEFORMACIÓN PLÁSTICA

El Conformado Mecánico por Deformación Plástica es utilizado para obtener piezas en estado sólido, que de manera útil aprovecha las propiedades mecánicas y tecnológicas de los metales como es la maleabilidad y la ductilidad[1].

2.1.1 DEFORMACIÓN PLÁSTICA

Cuando un material se tensa por debajo del límite elástico, la deformación resultante es temporal. La supresión del esfuerzo da como resultado un retorno gradual del objeto a sus dimensiones originales. Cuando un material se tensa más allá de su límite elástico, tiene lugar una deformación plástica o permanente y no regresa a su forma inicial por la sola aplicación de una fuerza[2]. (Figura 2.1)

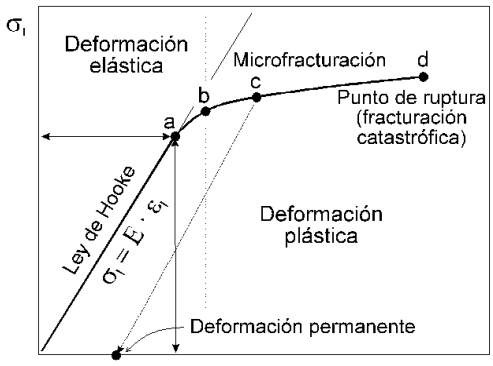


Figura 2.1 Diagrama Esfuerzo – Deformación[3]

[1] DON BOSCO; Curso básico de matricería; Quito; ITS, Folleto; 1999.
[2] LAZO GÓMEZ, Marcos Alberto; Diseño de sistema de corte automático en el proceso de conformado de planchas para cubiertas; Guayaquil; ESPOL; 2002; pág. 19.
[3] http://www.ugr.es/~agcasco/personal/restauracion/teoria/TEMA05.htm

Desde el punto de vista microestructural de los metales, la deformación plástica es el producto del desplazamiento permanente de átomos, moléculas o de grupos de estos respecto a sus posiciones originales al interior del metal.

2.1.1.1 Tipos de Deformación

La deformación plástica puede realizarse por deslizamiento, por maclaje o por ambos mecanismos a la vez.

2.1.1.1.1 Deformación por Deslizamiento

Es el deslizamiento de una parte del cristal en relación a otra parte del mismo a lo largo de los planos cristalográficos. El deslizamiento se produce en los planos y direcciones con mayor densidad atómica, ya que en estas condiciones se requiere la mínima cantidad de energía (Fig. 2.2).

La combinación de una dirección y un plano se conoce como sistema de deslizamiento (Fig. 2.3). Los metales de estructura FCC tiene doce sistemas de deslizamiento, por lo que son fáciles de deformar. En la estructura BCC cualquier plano que contiene la dirección <111> puede actuar como un plano de deslizamiento. Los metales HCP poseen un solo plano compacto (0001) el cual desliza en tres direcciones compactas <11$\underline{2}$0> [1].

.

METAL	ESTRUCTURA	PLANO DE DESLIZAMIENTO	DIRECCIÓN DE DESLIZAMIENTO
Plata	f.c.c.	{111}	⟨1$\bar{1}$0⟩
Cobre	f.c.c.	{111}	⟨1$\bar{1}$0⟩
Aluminio	f.c.c.	{111}	⟨1$\bar{1}$0⟩
Magnesio	c.p.h.	{0001}	⟨11$\bar{2}$0⟩
Cobalto	c.p.h.	{0001}	⟨11$\bar{2}$0⟩
Titanio	c.p.h.	{10$\bar{1}$0}	⟨11$\bar{2}$0⟩
Hierro	b.c.c.	{110}	⟨$\bar{1}$11⟩
Columbio	b.c.c.	{110}	⟨$\bar{1}$11⟩
Molibdeno	b.c.c.	{110}	⟨$\bar{1}$11⟩

Figura 2.2 Planos y direcciones de deslizamiento de algunos metales[4]

[4] AVNER SIDNEY, H; Introducción a la Metalurgia Física; Segunda Edición; Mc Graw Hill; México; 1988.

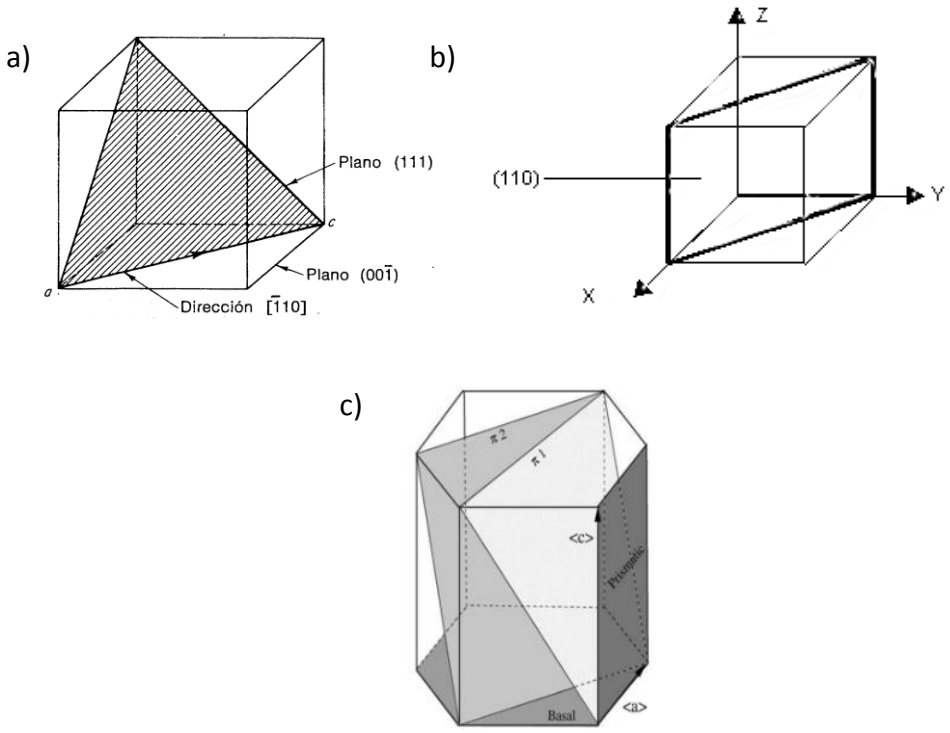


Figura 2.3 Planos y direcciones de deslizamientos de la estructura a) cúbica centrada en las caras (FCC) b) cúbica centrada en el cuerpo (BCC)[4] c) hexagonal compacta (HCP)[5]

2.1.1.1.2 Deformación por maclaje

El maclaje es un movimiento de planos de átomos en la red, paralelo a un plano específico (de maclaje) de manera que la red se divide en dos partes simétricas, con diferente orientación.[6] En ciertos materiales, particularmente metales HCP, el maclaje es uno de los principales medios de deformación. (Figura 2.4)

[5] PROCESO DE MANUFACTURA DE UNA MAQUINA PERFILADORA DELAMINA PARA PERFIL SUJETADOR EN ESTRUCTURA DE INVERNADERO ; REYES, U; Tesis de ingeniería Industrial; IPN; México; 2011
[6] http://www.upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3215/1/49409-1.pdf

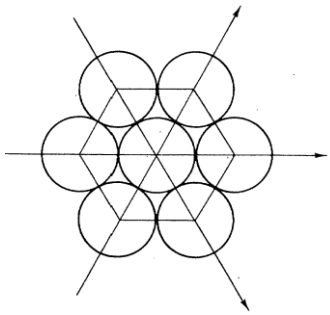


Figura 2.4 Direcciones de empaquetamiento compacto en el plano basal de la red hexagonal[7]

2.1.1.1.3 Diferencia entre deslizamiento y maclaje

El deslizamiento y el maclaje difieren en:

La cantidad de movimiento: en el deslizamiento, los átomos se mueven un número entero de espaciamientos interatómicos, en tanto que en el maclaje los átomos se mueven cantidades fraccionarias, dependiendo de su distancia desde el plano de maclaje[8].

La apariencia microscópica: el deslizamiento aparece como líneas delgadas, en tanto que el maclaje aparece como líneas o bandas anchas.

La orientación reticular: en el deslizamiento hay muy poco cambio en la orientación reticular, y los escalones son visibles sólo en la superficie del cristal. Si los escalones se eliminan por pulido, no habrá evidencia de que ha habido deslizamiento. Sin embargo, en el maclaje como hay diferente orientación reticular en la región maclada, la eliminación de los escalones por pulido superficial no destruirá la evidencia de maclado. Adecuadas soluciones de ataque, sensibles a las diferencias en orientación, revelarán la región maclada.

[7] AVNER SIDNEY, H; Introducción a la Metalurgia Física; Segunda Edición; Mc Graw Hill; México; 1988.
[8] http://www.es.scribd.com/doc/113418389/deformaciones

En el laminado, por ser un proceso de conformado mecánico por deformación plástica, influyen mucho las propiedades mecánicas del material que va a ser laminado, en especial la maleabilidad.

2.2 PRINCIPALES FACTORES QUE INTERVIENEN EN EL CONFORMADO MECÁNICO

Los principales factores que intervienen en el conformado mecánico en general son: Temperatura en el conformado, velocidad de deformación durante el conformado, micro-estructura, fricción y recuperación elástica.

2.2.1 LA TEMPERATURA EN EL CONFORMADO

Los dos tipos principales de trabajo mecánico en los cuales el material puede sufrir una deformación plástica y cambiarse de forma son trabajos en caliente y trabajos en frio.

La temperatura de recristalización (temperatura a la cual se obtienen granos equiaxiales de menor tamaño libre de esfuerzo interno en un material) de un metal determina si se realiza un trabajo en caliente o en frio.

El trabajo en caliente de los metales toma lugar por encima de la temperatura de recristalización. El trabajo en frio debe hacerse a temperaturas abajo del rango de recristalización y frecuentemente es realizado a temperatura ambiente. No existe tendencia al endurecimiento por trabajo mecánico hasta que el límite inferior del rango de recristalización se alcanza.

2.2.1.1 Conformado en Caliente[9]

El conformado en caliente implica la deformación a temperaturas por encima de la temperatura de recristalización. El metal de trabajo se suaviza más conforme la temperatura se incrementa más allá de la temperatura de recristalización mejorando así la ventaja del trabajo en caliente. Sin embargo, el proceso de deformación genera calor adicional que incrementa la temperatura de trabajo de algunas regiones del material. Esto puede causar la fusión en estas regiones, lo cual es indeseable. Las incrustaciones en la superficie de trabajo se aceleran también a temperaturas más altas. Por consiguiente, las temperaturas de trabajo en caliente se mantienen normalmente dentro de un rango conveniente.

Además, los procesos de conformado en caliente permiten la modificación de la estructura metalográfica y el tamaño de grano. La figura 2.5 muestra esquemáticamente el caso de conformado en caliente obtenido por laminación, en la que se ponen en evidencia las modificaciones estructurales relacionadas con el ciclo térmico y la modalidad de la deformación.

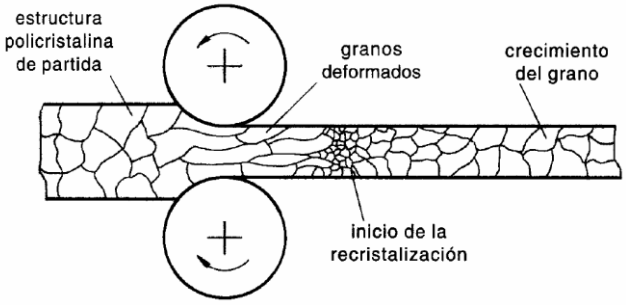


Figura 2.5 Influencia de la laminación en caliente sobre la estructura cristalina[10]

Durante el conformado en caliente, independientemente del proceso industrial realizado, el proceso que controla el tamaño de grano resultante es la recristalización, que a su vez depende de la microestructura de partida del material y su composición química y de las condiciones de deformación (temperatura, velocidad

[9] GROOVER, M; Fundamentos de la Manufactura Moderna; Pearson Educación; México; 1997
[10] www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6036/03CAPITULO2.pdf

de deformación y el grado de deformación solicitada). Esto en el caso del acero inoxidable, le permite mejorar sus propiedades mecánicas, aumentando su ductilidad e impidiendo la formación de microfisuras.

Las ventajas del trabajo en caliente son las siguientes:

- La forma de la pieza de trabajo se puede alterar significativamente.
- Se requiere menor potencia para deformar el metal.
- Los metales que usualmente se fracturan en el trabajo en frio, pueden formarse en caliente.
- Las propiedades de resistencia son generalmente isotrópicas debido a la ausencia de una estructura orientada de granos creada en el trabajo en frio.
- El trabajo en caliente no produce fortalecimiento de la parte.

Las desventajas del trabajo en caliente son las siguientes:

- Precisión dimensional más baja
- Mayores requerimientos de energía (energía térmica para calentar la pieza de trabajo)
- Oxidación de la superficie de trabajo
- Acabado superficial más pobre
- Menor duración de la vida útil de las herramientas

2.2.1.2 Conformado en Frio[11]

El conformado en frio, es el formado del metal que se realiza a la temperatura ambiente o ligeramente más arriba.

Comparado con el conformado en caliente, este tiene mejor precisión lo que significa tolerancias más pequeñas, así como un mejor acabado de la superficie. De igual manera el endurecimiento debido a la deformación aumenta la resistencia y dureza

[11] GROOVER, M; Fundamentos de la Manufactura Moderna; Pearson Educación; México; 1997

de la pieza, además de que le brinda propiedades direccionales convenientes al producto resultante, el cual, al no requerir calentamiento ahorra en costos de horno y combustible.

Sin embargo, este proceso de conformado requiere de mayor potencia para desarrollar sus operaciones y de un especial cuidado en las superficies de la pieza de trabajo inicial, las cuales deben estar libres de incrustaciones y suciedad.

La ductilidad y el endurecimiento por deformación del metal de trabajo limitan la cantidad de formado que se puede hacer sobre la pieza. En algunas operaciones debe recoserse el metal para permitir la realización de formados posteriores.

2.2.2 LA VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN DURANTE EL CONFORMADO

El comportamiento de los metales en los procesos de formación puede depender de la velocidad de formación, la mayoría de los metales de estructura cúbica centrada cambian su comportamiento de dúctiles a frágiles dentro de un determinado rango de temperaturas y si la velocidad de deformación es considerablemente alta, el fenómeno de la temperatura de transición resulta más significativo.

Si la velocidad de deformación es grande puede dar lugar a que se produzcan regiones de deformaciones no uniformes o marcas de deformación, las mismas que podrían ser eliminadas al disminuirse esta velocidad. En el trabajo en caliente el límite elástico de los metales es considerablemente afectado por la velocidad de deformación.

2.2.3 LA MICRO-ESTRUCTURA EN EL CONFORMADO

La fuerza necesaria para realizar el proceso de conformado está relacionada directamente con el límite de la fluencia del material que se trabaja, y esta depende de la estructura cristalina y de la composición de la aleación.

2.2.4 FRICCIÓN

La fricción en el formado de metales surge debido al estrecho contacto entre las superficies de la herramienta y el material de trabajo, y a las altas presiones que soportan las superficies de en estas operaciones (Fig. 2.6).

En la mayoría de los procesos de formado, la fricción es inconveniente por las siguientes razones:

- Retarda el flujo del metal en el trabajo, ocasionando esfuerzos residuales y algunas veces defectos del producto.
- Se incrementan las fuerzas y la potencia para desempeñar la operación de conformado.
- Ocurre un rápido desgaste de las herramientas.

Aunque en la mayoría de los procesos la fricción es un inconveniente, existen procesos en los cuales es necesaria. El laminado es un proceso en el cual la fricción ayuda a que el material fluya a través de los rodillos.

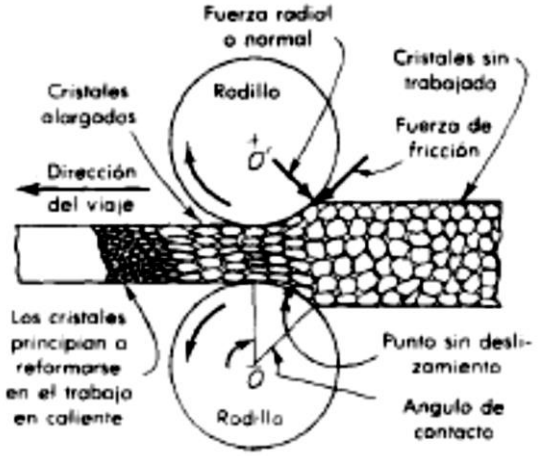


Figura 2.6 Ilustración esquemática de la fricción en el proceso de laminación y el cambio micro-estructural del material en el conformado en frio[12]

[12] GROOVER, M; Fundamentos de la Manufactura Moderna; Pearson Educación; México; 1997

CAPÍTULO 3

3. LAMINACIÓN

3.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS[13]

Desde hace mucho tiempo atrás, existía la idea de laminar los metales haciéndolos pasar entre dos cilindros, girando cada uno de ellos en sentido contrario. Se conserva un croquis de Leonardo da Vinci, del año 1497, que representa una máquina de este tipo accionada manualmente.

En 1553, el francés Brulier utilizaba laminadores de cilindros para materiales dúctiles. Estos laminadores producían hojas de metal laminado de espesor uniforme, para confeccionar monedas de peso uniforme. Poco después, para sustituir el estirado o laminado manual accionadas por energía hidráulica, se pusieron en funcionamiento en las herrerías las máquinas de laminar llamadas "fanderías". (Fig. 3.1)

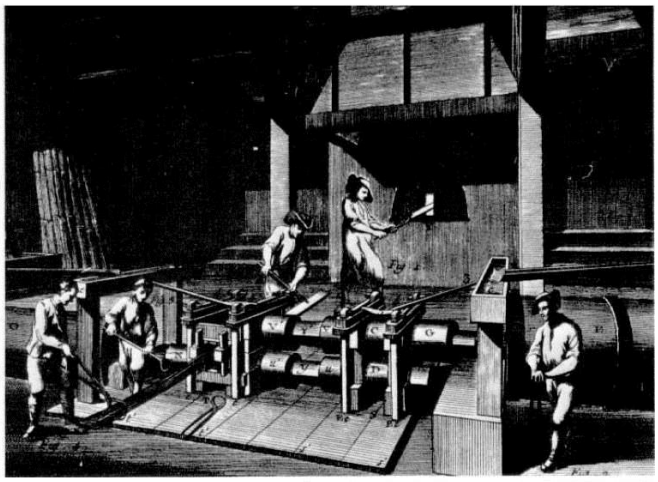


Figura 3.1 Fandería (tren de laminación)[14]

[13] http://www.maquinariamadrid.com/docs/museo.pdf
[14] www.euskomedia.org/aunamendi/65451#5

Dichas “fanderías” fueron un paso previo al desarrollo especializado de los trenes de laminación, los cuales se generalizaron a partir del año 1700. Hombres como Polhelm en Suecia, Chopitel en Francia, Henry Court en Inglaterra, William Emerson entre otros perfeccionaron la tecnología del laminado.

Henry Court en 1783, introdujo el formado del acero utilizando la tecnología del rolado. Su primer molino de laminación tenía rodillos acanalados para producir barras de acero más rápido y más económico que los antiguos métodos de martillado.

Originalmente, los tramos de metal eran jalados hacia un troquel el cual les daba la forma deseada. Tiempo después estos troqueles fueron remplazados por rodillos los cuales deformaban el metal progresivamente. La primera generación de máquinas de formado por laminación modernas fueron construidas comercialmente a principios de 1921.

Figura 3.2: Tren de laminación[15]

Armaduras para puertas y ventanas, tuberías para radiadores de automóviles, cortes decorativos y soportes para techo fueron algunos de los productos que se comenzaron a fabricar con el formado por laminación en la década de los 40’s. Con equipo mejorado, formidables avances en materia prima, y un mejor entendimiento de la tecnología del laminado han ayudado a que este proceso sea usado para producir componentes para diversas aplicaciones.

[15] http://www.mwe-gmbh.com/span/servicios/trenes-de-laminacion-de-acero-de-calidad

En la actualidad la mayoría de los metales producidos pasa por una laminadora en por lo menos en una etapa de su fabricación.

En la actualidad, en Ecuador existen varias empresas que realizan el laminado en caliente para la obtención de varillas, platinas y perfiles como son ANDEC, ADELCA y NOVACERO.

En la elaboración de joyería es usada la laminación para la fabricación de láminas e hilos de oro y plata (Fig. 3.3). Cuenca es la ciudad en donde se encuentra la mayor cantidad de talleres que se dedican a la elaboración de joyas y utilizan la laminación como uno de sus procesos de fabricación.

Figura 3.3 Equipo de laminación para joyería[16]

3.2 DEFINICIÓN DE LAMINACIÓN

El laminado es un proceso de deformación volumétrica en el que se reduce el espesor inicial del material trabajado, mediante las fuerzas de compresión que ejercen dos rodillos sobre la pieza/material de trabajo. Los rodillos giran en sentidos opuestos para que fluya el material entre ellos, ejerciendo fuerzas de compresión y de cizallamiento, originadas por el rozamiento que se produce entre los rodillos y el metal.

[16] http://arcoysierra.blogspot.com

La operación básica es el laminado plano o laminado simple, donde los productos laminados son la placa plana y la hoja.

Las placas, que en general se consideran como de un espesor superior a 6mm, se utilizan para aplicaciones estructurales, como son las estructuras de maquinaria, los cascos de buques, las calderas, los puentes y los recipientes nucleares.

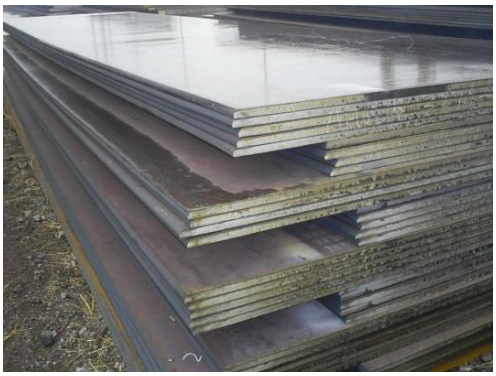


Figura 3.4 Placas de acero obtenidas mediante proceso de laminación[17]

Las hojas comúnmente tienen menos de 6mm de espesor; se fabrican para manufacturar materias primas intermedias como piezas planas o como cintas en rollos para procesamiento posterior en varios productos. Se utilizan en las carrocerías de automóvil y fuselajes de avión, en enseres domésticos, recipientes para alimentos y bebidas, y en equipos para cocinas y oficinas.

Figura 3.5 Rollo de hoja de acero obtenido mediante proceso de laminación[18]

[17] http://spanish.alibaba.com/product-free/steel-plates-12183716.html
[18] http://www.ciencia1.com/contenido.asp?id=10624

3.3 DEFORMACIÓN EN LA LAMINACIÓN

La deformación producida en la laminación se puede considerar bidimensional. La reducción del espesor, se transforma en un alargamiento del material con escaso aumento de anchura.

La palabra alargamiento significa comúnmente la relación entre la longitud de la barra después y antes de haber pasado por la separación entre los rodillos de laminación. Puesto que cuando se comprime el material tiende a moverse en la dirección de mínima resistencia, generalmente no solamente existe alargamiento, sino que también tiene lugar un movimiento de material que se está laminando en dirección normal a la de laminación. Este movimiento se denomina ensanchamiento.

Puesto que el metal se alarga, la velocidad de este al abandonar los rodillos es mayor que la velocidad de entrada a los mismos. Solo en un punto de contacto entre los rodillos y la pieza de trabajo será la velocidad periférica de la superficie de los rodillos igual a la velocidad de avance de la pieza, este punto se denomina punto neutro o punto de deslizamiento nulo. (Fig. 3.6)

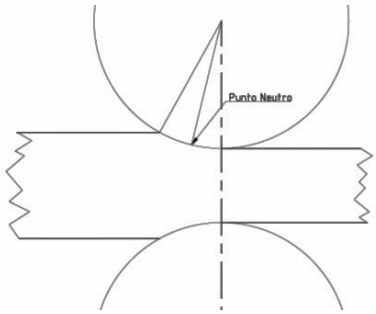


Figura 3.6 Punto Neutro o Punto de Deslizamiento nulo[19]

Estudios han demostrado que la deformación en la laminación es causada por una combinación de esfuerzos de compresión y corte. Los esfuerzos de compresión

[19] Elaboración propia

naturalmente, se deben a la acción compresiva aplicada por los cilindros y los esfuerzos de corte por la fricción entre los cilindros y la pieza de trabajo.

3.4 CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE LAMINACIÓN

3.4.1 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA TEMPERATURA

Tomando en cuenta la temperatura a la que se encuentran las piezas durante la operación de conformado por laminación, estos procesos se clasifican en laminado en caliente y en laminado en frío.

3.4.1.1 Laminado en caliente

Se denomina al proceso de laminado en caliente cuando el material a trabajarse se encuentra a una temperatura superior a la de recristalización respectiva, lo cual implica que el material puede recristalizar en un proceso posterior al conformado en caliente. Este procedimiento es utilizado para las grandes operaciones de desbaste partiendo del lingote colado tanto del acero como de los metales no ferrosos. Este proceso de laminado se usa como una operación intermedia para reducir el espesor del metal rápidamente acercándolo a sus dimensiones finales.

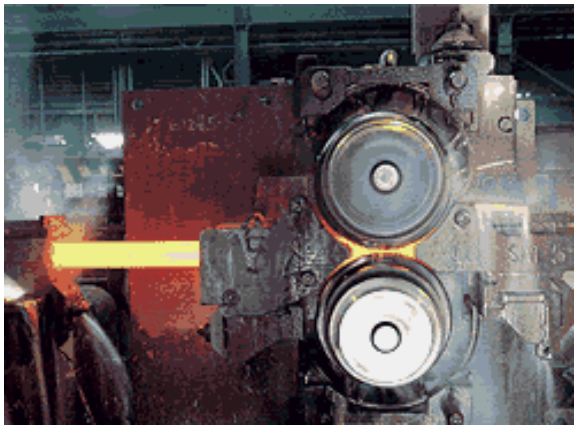


Figura 3.7 Proceso de laminado en caliente[20]

[20] http://html.rincondelvago.com/000399861.jpg

3.4.1.2 Laminado en frio

Es el proceso de trabajo de los metales en el cual la temperatura de las piezas de trabajo se halla por debajo de la temperatura de recristalización.

Este tipo de laminado se utiliza como un procedimiento de acabado para chapas y flejes donde se requiere buen acabado superficial y tolerancias dimensionales pequeñas. Además el endurecimiento por deformación significa mejores propiedades mecánicas de los metales sometidos a este proceso de conformado.

El proceso de laminación en frío tiene el mismo fundamento que el de laminación en caliente, es decir, producir una deformación permanente aprovechando la ductilidad del acero; para ello se hace pasar el material entre dos cilindros cuya separación es inferior al espesor de la banda original.

3.4.2 CLASIFICACIÓN DE ACUERDO A LA FORMA DEL PRODUCTO OBTENIDO

Otra clasificación de los procesos de laminación de los metales, es de acuerdo a la forma de los productos que se obtienen, y estos pueden ser laminación plana y laminación de no planos.

3.4.2.1 LAMINACIÓN PLANA

Una tira de espesor inicial h_o al entrar al espacio que existe entre un par de rodillos en rotación se reduce a un espesor final h_f, cada uno de los rodillos es movido mediante accionamiento manual o por un motor. La velocidad de los rodillos es V_r. La velocidad de la tira se incrementa de su valor de entrada V_o a través del espacio de laminación, de la misma manera que el fluido se ve obligado a moverse más rápido al pasar por un canal convergente. (Fig. 3.8)

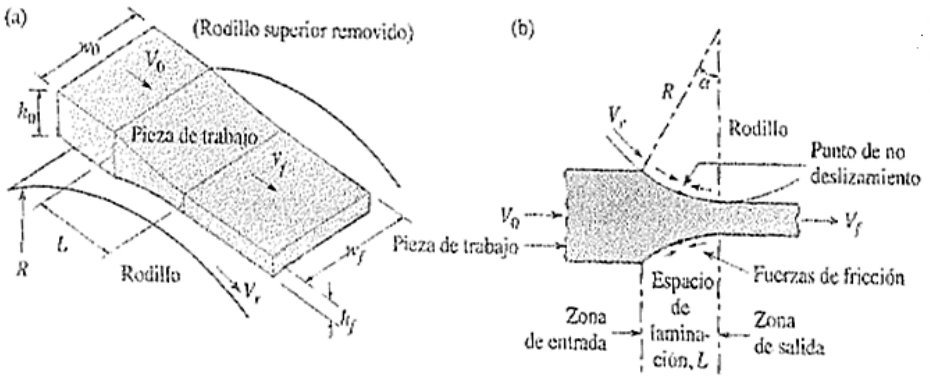


Figura 3.8 (a) Ilustración esquemática del proceso de laminado plano. (b) Fuerzas de fricción que actúan sobre las superficies de la tira[21]

La velocidad de la tira es máxima a la salida del espacio de laminación; la identificamos como V_f. Dado que la velocidad superficial del rodillo es constante, existe un deslizamiento relativo entre el rodillo y la tira a lo largo del arco de contacto en el espacio de laminación, *L.*

Figura 3.9 Variaciones típicas de presión a lo largo de la longitud dé contacto en el laminado plano. La presión pico se localiza en el punto neutro[22]

[21] KALPAKJIAN, S.; Manufactura, ingeniería y tecnología; 4ed.; PEARSON EDUCATION, México, 2002, pág. 312
[22] GROOVER, M.; Fundamentos de manufactura moderna; PRENTICE-HALL HISPANOAMERICA; México; 1997; pág. 453

En un punto a lo largo del tramo de contacto, conocido como el punto neutro o punto de no deslizamiento (donde la velocidad de la tira es la misma que en el rodillo). A la izquierda de este punto, el rodillo se mueve más rápido que la tira; a la derecha del mismo, la tira se mueve con mayor velocidad que el rodillo. Por tanto, las fuerzas de fricción que se oponen al movimiento actúan sobre la tira. (Fig. 3.9)

3.4.2.2 LAMINACIÓN DE NO PLANOS

3.4.2.2.1 Laminado de Perfiles

Además de la laminación plana, se pueden producir varias formas mediante el laminado de forma. Pasando la materia prima a través de un juego de rodillos especialmente diseñados, se laminan formas estructurales rectas y largas, como barra solida (de varias secciones transversales), canales, vigas en I y rieles de ferrocarril, como se muestra en la *figura 3.10*. Dado que la sección transversal del material se va a reducir de una manera no uniforme, el diseño de una serie de rodillos requiere de considerable experiencia, a fin de evitar defectos externos e internos, mantener las tolerancias dimensionales y reducir el desgaste de los rodillos.

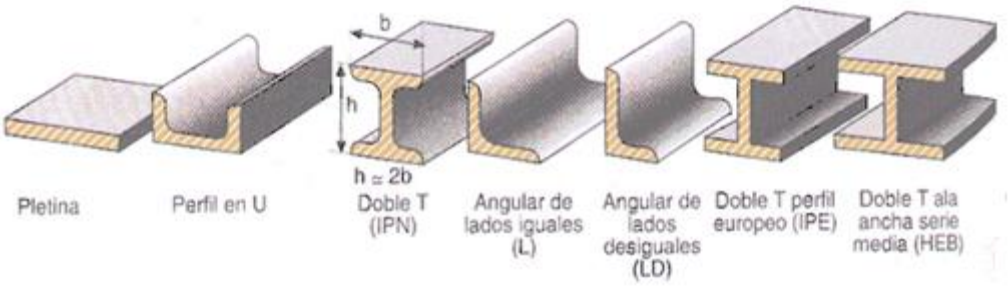


Figura 3.10 Perfiles fabricados por laminación[23]

[23] http://html.rincondelvago.com/000252995.png

3.4.2.2.2 Laminado de Anillos

El laminado de anillos es un proceso de deformación que lamina las paredes gruesas de un anillo para obtener anillos de paredes delgadas, pero de un diámetro mayor.

La figura 3.11 ilustra el proceso antes y después. Conforme el anillo de paredes gruesas se comprime, el material se alarga, ocasionando que el diámetro del anillo se agrande. El laminado de anillos se aplica usualmente en procesos de trabajo en caliente para anillos grandes y en procesos de trabajo en frio para anillos pequeños.

Las aplicaciones de laminado de anillos incluyen collares para rodamientos de bolas y rodillos, llantas de acero para ruedas de ferrocarril, recipientes a presión y maquinas rotatorias. Las paredes de los anillos no se limitan a secciones rectangulares, el proceso permite la laminación de formas más complejas.

Las ventajas del laminado de anillos sobre otros métodos para fabricar las mismas partes son: el ahorro de materias primas, la orientación ideal de los granos para la aplicación y el endurecimiento a través del trabajo en frio.

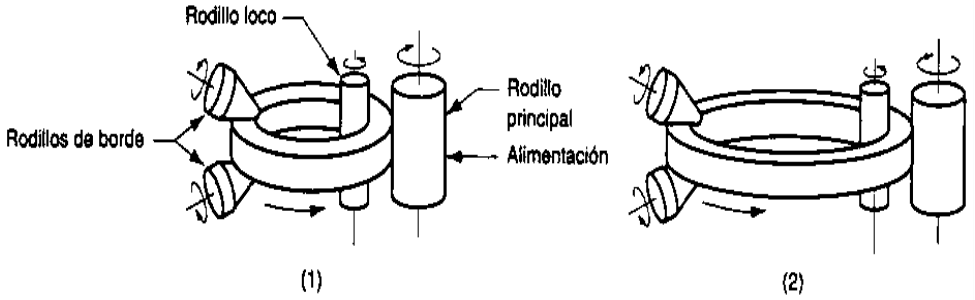


Figura 3.11 Laminación de anillos que se usa para reducir el espesor e incrementar su diámetro[24]

[24] GROOVER, M.; Fundamentos de manufactura moderna; PRENTICE-HALL HISPANOAMERICA; México; 1997; pág. 457

3.4.2.2.3 Laminado de roscas

El proceso de laminado de roscas es un proceso de formado en frio en el cual se forman roscas rectas o cónicas en varillas redondas, al pasar estas entre los dados para dar forma. Las roscas se forman sobre la varilla o sobre el alambre en cada carrera de un par de dados planos reciprocantes (Fig. 3.12). Los productos típicos son los tornillos, los pernos y piezas similares roscadas. Dependiendo del diseño del dado, el diámetro principal de una rosca laminada puede ser o no mayor que una rosca maquinada, esto es, la misma que el diámetro de la varilla en bruto. En cualquier caso, se mantiene el volumen constante, ya que no hay remoción de material.

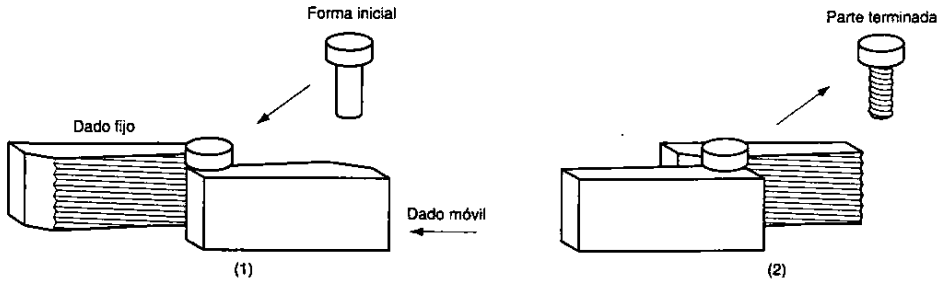


Figura 3.12 Proceso de laminado de rosca con dados planos reciprocantes[25]

El proceso de laminado de roscas tiene la ventaja de generar roscas sin ninguna pérdida de material y con buena resistencia. El acabado superficial es muy terso, y el proceso induce sobre la superficie de la pieza esfuerzos residuales a la compresión, mejorando por tanto la vida bajo condiciones de fatiga.

El laminado de roscas es superior a otros métodos de manufactura de roscas, dado que el maquinado de las roscas corta a través de las líneas de flujo del grano del material, en tanto que el laminado de roscas deja un patrón de flujo fino de grano que mejora la resistencia de la rosca (Fig. 3.13).

[25] KALPAKJIAN, S.; Manufactura, ingeniería y tecnología; 4ed.; PEARSON EDUCATION, México, 2002, pág. 333

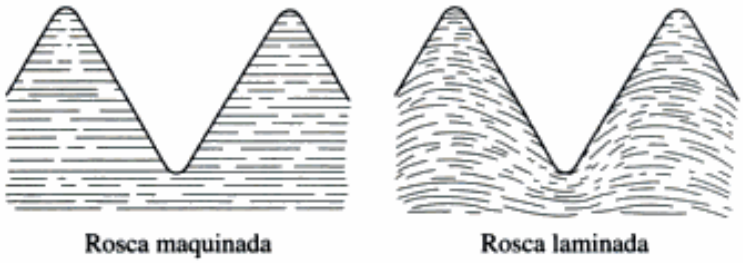


Figura 3.13 Flujo de grano en roscas maquinadas y laminadas[26]

3.4.2.2.4 Perforado de rodillos

Es un proceso especializado de trabajo en caliente para hacer tubos sin costura de paredes gruesas. Utiliza dos rodillos opuestos y por tanto se agrupa entre los procesos de laminado. El proceso se basa en el principio que al comprimir un sólido cilíndrico sobre su circunferencia, como se muestra en la figura 3.14, se desarrollan altos esfuerzos de tensión en su centro.

Si la compresión es lo suficientemente alta se forma una grieta interna. Este principio se aprovecha en el perforado de rodillos. Los esfuerzos de compresión se aplican sobre el tocho cilíndrico por dos rodillos, cuyos ejes se orientan en pequeños ángulos (alrededor de 6°) con respecto al eje del tocho, de esta manera la rotación tiende a jalar el tocho a través de los rodillos. Un mandril se encarga de controlar el tamaño y acabado de la perforación creada por la acción. Se usan los términos *perforado rotatoroide de tubos* y *proceso Mannesmann* para la operación de la fabricación de tubos.

[26] KALPAKJIAN, S.; Manufactura, ingeniería y tecnología; 4ed.; PEARSON EDUCATION, México, 2002, pág. 333

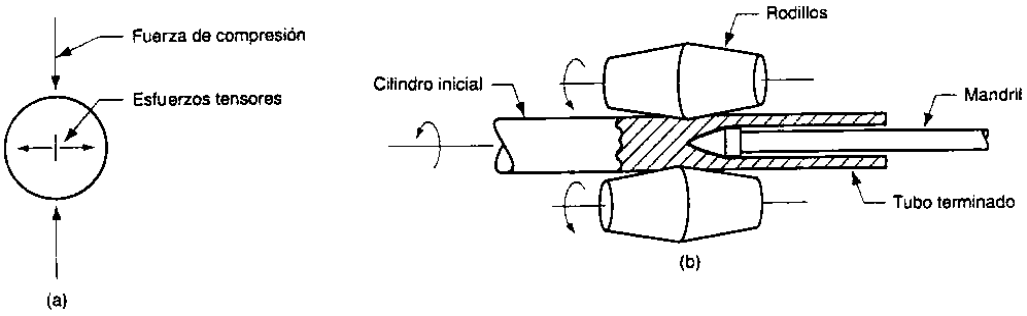


Figura 3.14 Perforación de rodillos: (a) formación de esfuerzos internos y de cavidad por compresión de la parte cilíndrica y (b) disposición del molino de laminación Mannesmann para producir tubos sin costura[27]

3.5 EQUIPOS DE LAMINACIÓN

Los equipos de laminación están compuestos, esencialmente, de dos cilindros que giran en sentido contrario a una determinada velocidad y ajustados convenientemente, los mismos que están destinados a modificar volumétricamente las dimensiones de los metales mediante la compresión que se produce cuando se hace pasar el material entre los cilindros a fin de obtener láminas delgadas.

3.5.1 PARTES PRINCIPALES DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN

El equipo elemental para laminar se conoce como “caja de laminación”. Consta de una estructura que sirve de bancada y de unos cilindros que realizan la laminación.

Los componentes principales de una caja son:

- Cilindros o Rodillos de laminación (de trabajo y apoyo)
- Cojinetes y Ampuesas
- Sistema de regulación de abertura de los rodillos
- Estructura Principal (Bancada)
- Sistema de accionamiento de la caja de laminación

[27] GROOVER, M.; Fundamentos de manufactura moderna; PRENTICE-HALL HISPANOAMERICA; México; 1997; pág. 458

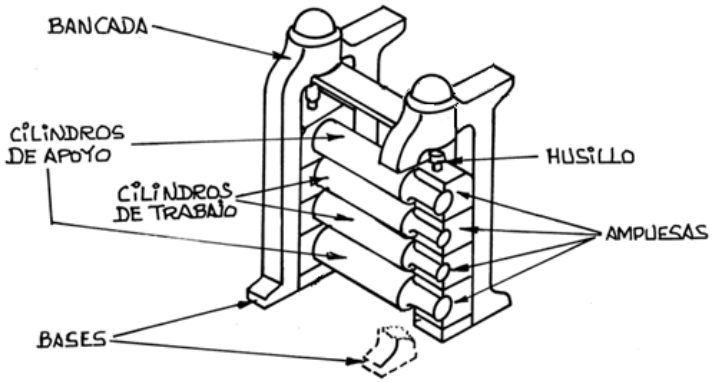


Figura 3.15 Equipo de laminación[28]

3.5.1.1 Cilindros o Rodillos de laminación

Los rodillos de laminación son los elementos principales de la caja de laminación ya que son los que generan la deformación volumétrica del material.

3.5.1.1.1 Partes de Rodillo de laminación

Las partes esenciales de un cilindro son:

Tabla o Cuerpo: que es la parte comprendida entre los cojinetes. Suele ocupar la mayor parte del cilindro y es donde se realiza el trabajo de laminación. En los cilindros para laminación de planos (chapa) la tabla es lisa y en los de perfilados la tabla tiene mecanizadas unas estrías o ranuras que dan forma al perfil.

Cuello: son las dos partes cilíndricas que giran alojadas en los cojinetes.

Trefle o Muñón: Son los extremos en los que se realiza el acoplamiento del sistema de transmisión que genera el giro producido por el motor de accionamiento.

[28] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010

a)

b)

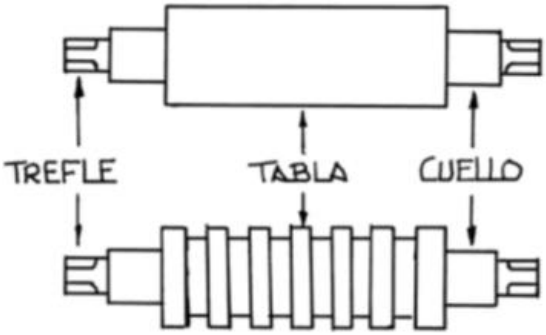


Figura 3.16 Partes de un cilindro de laminación en: a) Cilindro plano b) Cilindro perfilado[29]

Los rodillos de laminación se pueden subdividir en perfilados y para chapas, de trabajo y de apoyo.

3.5.1.1.2 Rodillos para chapas (Planos)

Son rodillos que se utilizan para laminar planos o chapas, para lo cual se necesita un cuerpo cilíndrico liso. (Fig. 3.16 a)

3.5.1.1.3 Rodillos Perfilados

Son rodillos en los cuales se practica entalles anulares en su cuerpo, cuya forma corresponde al perfil de la tira que se lamina. (Fig. 3.16 b)

3.5.1.1.4 Rodillos de trabajo

Los rodillos de trabajo son de pequeño diámetro (en comparación con los rodillos de apoyo) y buen acabado superficial, y entre ellos pasa el material que se quiere laminar. (Fig. 3.17)

[29] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010

3.5.1.1.5 Rodillos de apoyo

Cuando se pretenden obtener grandes reducciones es preciso ejercer grandes presiones, sobre todo en laminación de planos (chapa). Para ello las cajas tienen dos juegos de cilindros, que son los de trabajo y los de apoyo. Los de apoyo tienen mayor diámetro que los rodillos de trabajo y aguantan el esfuerzo transmitido por estos. (Fig. 3.17)

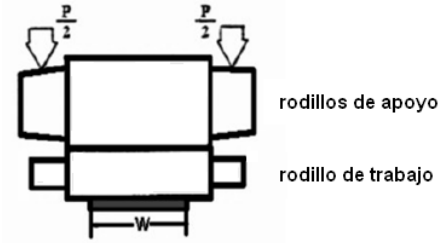


Figura 3.17 Disposición común de los rodillos de trabajo y apoyo[30]

3.5.1.1.6 Materiales para la fabricación de rodillos de laminación

Las propiedades que deben reunir los materiales de los rodillos de laminación, son complejas, entre ellas están: tener una alta resistencia al desgaste, alta resistencia a la fractura (tenacidad), insensibilidad al fisuramiento en caliente y buen acabado superficial.

Es así que, la superficie de los rodillos de laminación debe ser muy dura para reducir el desgaste. No obstante, el material debe ser tenaz, pues se ve sometido a fuertes solicitaciones dinámicas durante el trabajo.

Con el conocimiento que se tiene sobre materiales, no debería ser difícil satisfacer cualquiera de estos requerimientos. La combinación de ellos, en cambio, frecuentemente representa serios problemas al diseñador de cilindros porque las propiedades que deben reunir los cilindros de laminación son mutuamente contradictorias.

[30] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010

Frecuentemente, los cilindros se hacen de fundición. Estos pueden ser colados en arena o bien en coquilla. Estos cilindros son frágiles y se rompen fácilmente. La fragilidad se puede evitar parcialmente haciendo los cilindros de acero.

Generalmente, los cilindros de acero se hacen de acero fundido, es decir, el acero se cuela en un molde y se usa directamente como cilindro el lingote resultante.

Cuando se desea mayores resistencias y durezas que las correspondientes al acero fundido se pueden hacer los cilindros de acero forjado, y si desea obtener mayor resistencia, tenacidad y dureza se hacen de acero aleado.

Se fabrican cilindros con núcleo de acero y la superficie de fundición, efectuándose la unión de estos materiales. Estos cilindros combinan la ventaja de una superficie dura con la resistencia de un cilindro de acero

En la construcción de cilindros se pueden emplear los siguientes materiales:

Aceros al carbono: son adecuados para el laminado ya que producen excelentes acabados superficiales.

Aceros aleados: la aleación es con Ni, Mn, Cr-Ni. Las potencias para laminar son mayores, se necesita reducir la fricción con lubricantes adecuados.

Acero forjado: tienen mayor resistencia, tenacidad y rigidez que los rodillos de fundición, es por esto que el acero forjado es el mejor para la fabricación de rodillos de laminación, aunque estas ventajas se ven reflejadas en el coste ya que son más caros.

Fundición nodular: Son resistentes a la ruptura y pueden reemplazar a rodillos de acero.

Los rodillos que se utilizan en la laminación en frío son rectificados hasta alcanzar un acabado fino, para aplicaciones especiales los rodillos además se pulen. Estos rodillos no deben ser utilizados en la laminación en caliente, ya que pueden llegar a agrietarse por ciclado térmico y astillarse.

3.5.1.2 Cojinetes y Ampuesas

Los cojinetes son rodamientos que encajados entre las ampuesas sujetan el cuello de cada cilindro respectivo para permitir su giro (Fig. 3.18). Por otra parte, las ampuesas son piezas desmontables con orificios en los cuales se alojan los rodamientos del cilindro y se encargan de mantener su posición en la bancada.

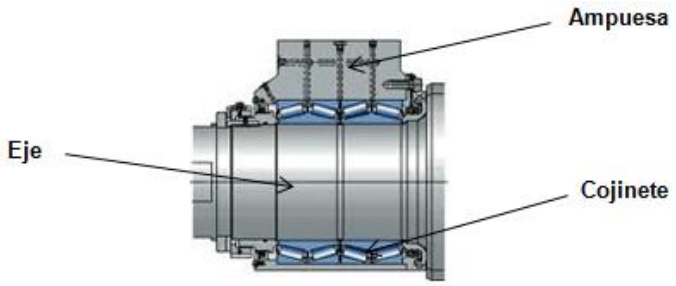


Figura 3.18 Cojinete y Ampuesa[31]

3.5.1.3 Sistema de regulación de apertura de rodillos

El sistema de calibración es un mecanismo de ajuste que permite modificar la distancia entre los cilindros y, en consecuencia, las dimensiones de salida de los productos laminados. Consta de unos tornillos de presión que mantienen fijos los cuellos de cada cilindro. (Fig. 3.19)

[31] http://www.skf.com/binary/92-4531/76x76/1800f07_tcm_12-4531_76x76.jpg

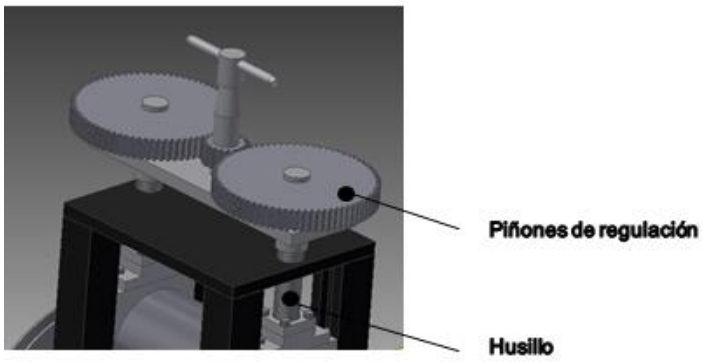


Figura 3.19 Sistema de regulación de apertura de rodillos[32]

3.5.1.4 Estructura principal (Bancada)

Formada por dos estructuras verticales en cuyas ventanas encuentran asiento y sujeción las ampuesas y los cojinetes de los cilindros.

La bancada determina en grado considerable la precisión de laminación, y por ello este debe ser resistente y rígido. La bancada puede ser de tipo abierto o cerrado.

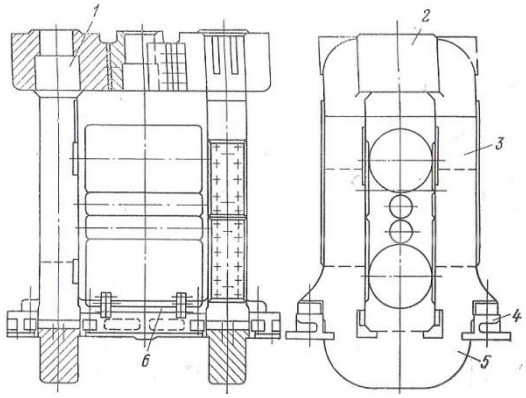


Figura 3.20 Estructura del bloque de bancadas de la jaula de laminación[33]

La bancada de tipo cerrado se hace en forma de bastidor macizo rígido y se compone de los siguientes elementos (Fig. 3.20): los travesaños superior (*2)* e inferior (*5)*, dos montantes laterales (*3)*, que forman un conjunto con los travesaños.

[32] Elaboración Propia
[33] LINCHEVSKI, B.; Metalurgia de metales no ferrosos; MIR; Moscú; 1983; pág. 123

El espacio interior, que forman los travesaños y los montantes, se llama ventana de la bancada. En la ventana de la bancada se montan las ampuesas junto con los cojinetes y los rodillos. En la parte más gruesa del travesaño superior o inferior se practica el mandrinado (*1)* para el husillo del mecanismo de regulación de apertura de rodillos. Ambas bancadas están unidas entre sí en un bloque de bancadas con ayuda de las traviesas macizas superior e inferior (*6)*.

En la parte inferior de cada bancada hay salientes (patas), con ayuda de las cuales el bloque se fija a las planchas (*4)*.

La bancada de tipo abierto se hace con el travesaño superior desmontable, por ello, tiene una menor rigidez en comparación con la de tipo cerrado.

3.5.1.5 Sistema de accionamiento de la caja de laminación

El objetivo principal del sistema de accionamiento de la caja de laminación es dar el giro a los rodillos de trabajo y transmisión de la fuerza motriz de los mismos.

Esto se lo hace mediante accionamiento manual a través de ruedas volantes o manivelas conectadas a la caja de laminación. Este tipo de accionamiento se da cuando el operador utiliza su propia fuerza para generar el movimiento de rotación de los rodillos. (Fig. 3.21)

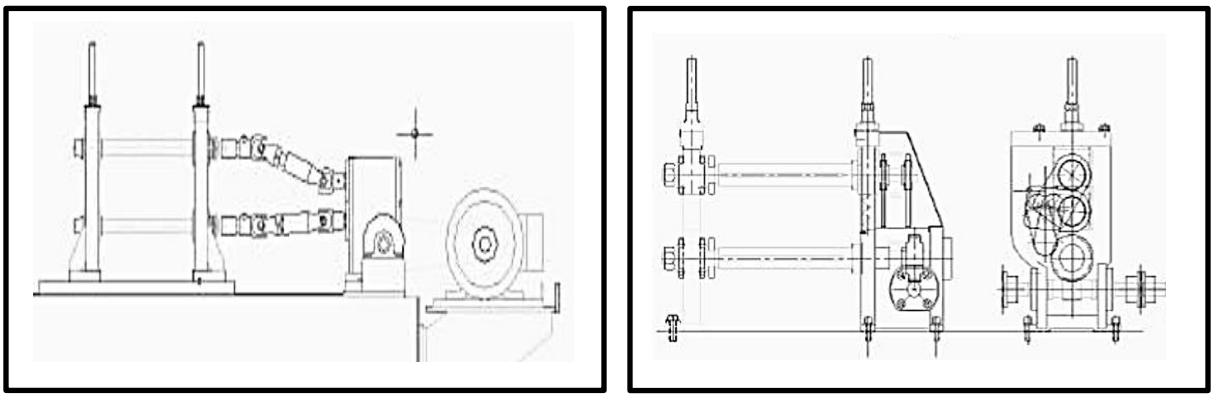
Figura 3.21 Sistemas de accionamiento manual[34]

[34]http://popayan.olx.com.co/vendo-laminador-para-joyeria-12-palacios-iid-40239471

También se puede generar el accionamiento mediante el acoplamiento de la caja a una máquina que produzca el giro y la transmisión de potencia a los rodillos. Estas máquinas pueden ser de gas y de vapor, neumáticas e hidráulicas o eléctricas.

Los motores eléctricos son los más utilizados para generar el movimiento de los rodillos de laminación.

El movimiento generado por el motor se puede transmitir a través de alargaderas, engranes, cadenas, o una combinación entre ellas. (Fig. 3.22)



a b

Figura 3.22 Sistemas de transmisión de movimiento por *a)* alargaderas *b)* engranes y poleas[35]

3.5.2 CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS DE LAMINACIÓN

Los equipos de laminación se pueden clasificar de la siguiente manera:

3.5.2.1 Por la cantidad y disposición de los rodillos

Primeramente se debe conocer que la configuración de los rodillos puede ser reversible o no reversible.

[35] GOMEZ SANCHEZ, Diseño De Un Tren De Laminación En Frio Para Producir Perfiles Estructurales De 4x4 Equalleg Angle De Material Astm A36 Galvanizado Calibre 10”; IPN; México; 2008.

En una laminadora no reversible los rodillos giran siempre en la misma dirección, por lo tanto, la reducción del material se realiza en un solo sentido.

La laminadora reversible permite la rotación de los rodillos en ambas direcciones, de manera que el trabajo puede hacerse en ambas direcciones. Esto permite una serie de reducciones a través del mismo juego de rodillos pasando el material varias veces desde direcciones opuestas.

Según disposición de los cilindros o rodillos en los equipos de laminación (Fig. 3.23), éstos se pueden clasificar en:

- Laminadora dúo: Dos cilindros
- Laminadora trío: Tres cilindros
- Laminadora cuarto: Dos cilindros de trabajo, y dos cilindros de apoyo
- Laminadora de conjunto o en racimo: Séxtuplo de doce cilindros, y Sendzimir de veinte cilindros.

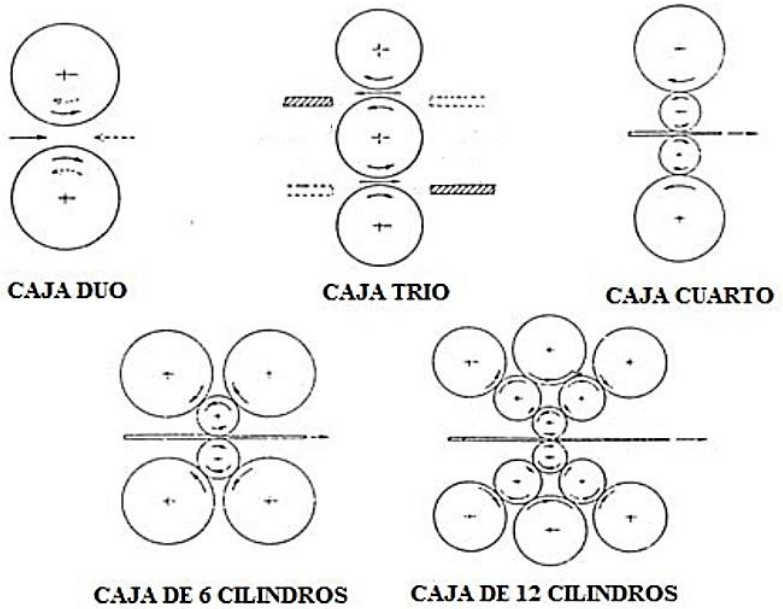


Figura 3.23 Tipos de equipos de laminación según el número de cilindros o rodillos[36]

[36] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010

3.5.2.1.1 Laminadora Dúo

Las laminadoras dúo o con dos rodillos se utilizan para la laminación en caliente en los pases iniciales (molino de desbaste primario, *cogging mills*) sobre los lingotes fundidos o en la colada continua. (Fig. 3.24)

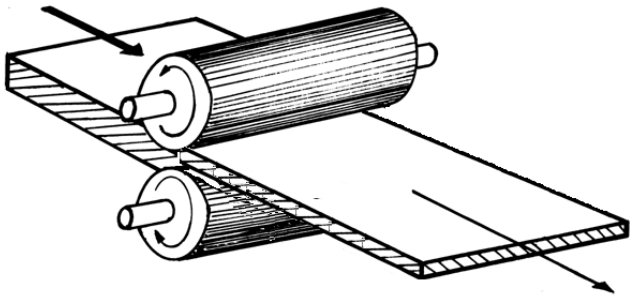


Figura 3.24 Laminadora Dúo[37]

3.5.2.1.2 Laminadora trío

Las laminadoras trío disponen de tres cilindros con sus ejes paralelos y en un mismo plano vertical. El material se lamina alternativamente en un sentido, con los cilindros medio e inferior y, en sentido contrario, con los cilindros medio y superior. (Fig. 3.25).

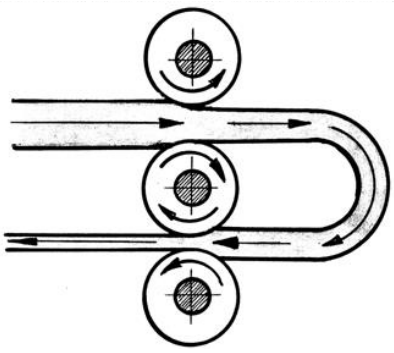


Figura 3.25 Laminadora Trio[37]

[37] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010

3.5.2.1.3 Laminadora cuarto

Cuando es preciso ejercer fuertes presiones, como en el caso de fabricación de planos (chapa) se utilizan cajas cuarto que disponen de dos juegos de cilindros o rodillos. El primero (rodillos de trabajo) de pequeño diámetro, entre los que pasa el material que se quiere laminar; éstos se asientan contra el segundo juego (rodillos de apoyo), de mayor diámetro, que aguantan el esfuerzo de flexión-deformación transmitido por los rodillos de trabajo (Fig. 3.26). Las cajas cuarto puede ser reversibles. El hecho de que los cilindros de trabajo sean de menor diámetro supone un ahorro importante en coste ya que facilita tanto el mecanizado como la sustitución de los mismos.

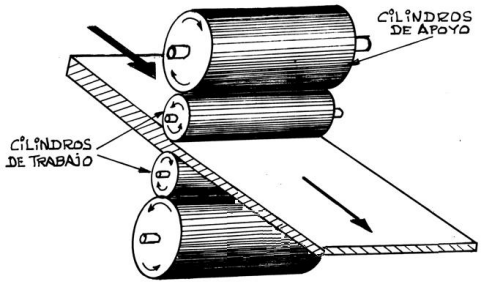


Figura 3.26 Laminadora Cuarto[38]

3.5.2.1.4 Laminadora de conjunto o en racimo

Las laminadoras de conjunto o en racimo (molinos Sendzimir o Z), así como las laminadoras de cuatro rodillos, se basan en el principio que los rodillos de diámetro reducido disminuyen las fuerzas de laminado y los requerimientos de potencia, reduciendo el ensanchado (Fig. 3.27). En adición, cuando están desgastados o rotos, los rodillos pequeños pueden remplazarse a un costo inferior que los grandes. Sin embargo, los rodillos pequeños se flexionan más bajo las fuerzas de laminado y deben ser soportados por otros rodillos, como ocurre en laminadores de cuatro rodillos y de conjunto.

[38] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010

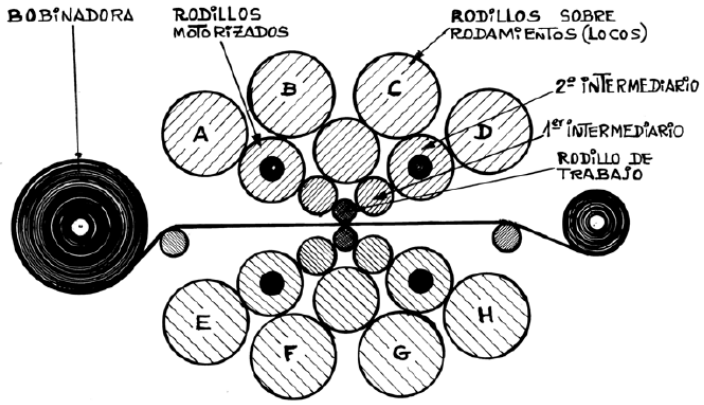


Figura 3.27 Laminadora Sendzimir[39]

3.5.2.2 Por la disposición de las cajas de laminación

Por la cantidad y disposición de las cajas de laminación se diferencian los cinco grupos siguientes: Laminadores de una caja, Laminadores lineales, Laminadores sucesivos, Laminadores continuos y Laminadores semicontinuos.

3.5.2.2.1 Laminadores de una caja

Al grupo de laminadores de una caja pertenecen los laminadores de bloomings, de desbaste plano, de chapas y universales (Fig. 3.28).

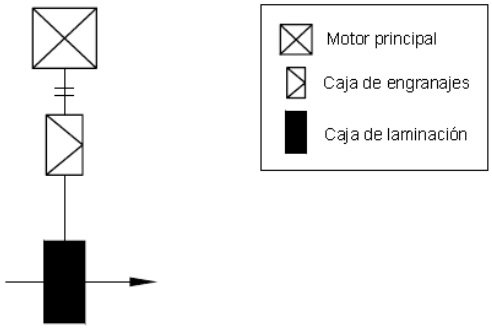


Figura 3.28 Laminadores de una caja[40]

[39] http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010
[40] Elaboración propia

3.5.2.2.2 Laminadores lineales

Los laminadores lineales incluyen varias líneas de cajas de laminación, dispuestas en línea (Fig. 3.29).Cada línea de este tren de laminación tiene accionamiento individual.

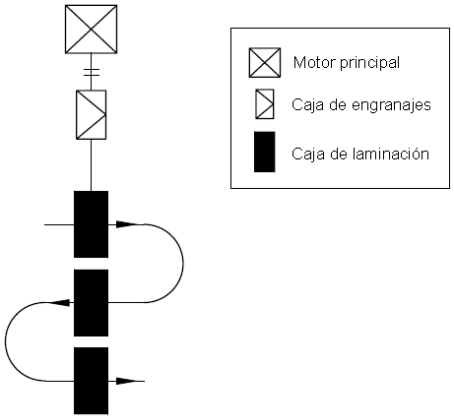


Figura 3.29 Laminadores lineales[41]

3.5.2.2.3 Laminadores sucesivos

En los laminadores con disposición sucesiva (laminadores de perfiles gruesos, para perfiles de calibre medio y planchas) las jaulas de laminación están dispuestas una tras otra a una distancia que supera la longitud de la tira que sale de las jaulas adyacentes (Fig. 3.30).

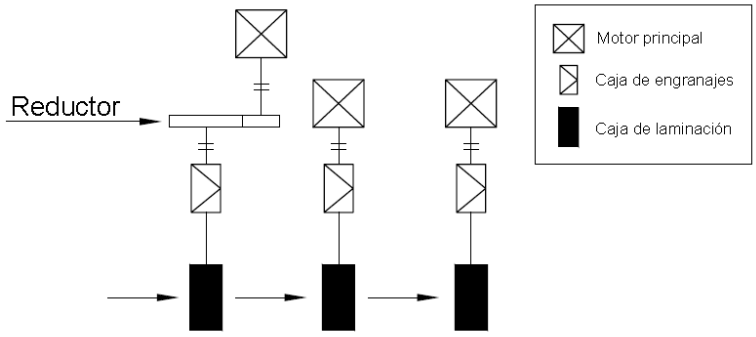


Figura 3.30 Laminadores sucesivos[41]

[41] Elaboración propia

3.5.2.2.4 Laminadores continuos

Se suelen utilizar para la obtención de chapa fina. Pensados para grandes producciones, tienen varias cajas en serie, pasando la chapa simultáneamente por más de una caja. Los cilindros no pueden ser accionados por un mismo motor, y para evitar asincronías se tiende al accionamiento individual de cada caja. (Fig. 3.31)

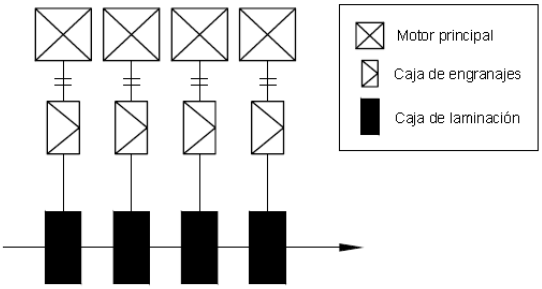


Figura 3.31 Laminadores Continuos[42]

2.3.1.1.1. Laminadores semicontinuos

Con la misma utilidad que el tipo anterior. Comienzan con una caja desbastadora reversible, en la que se dan varias pasadas, y un tren continuo posterior de cajas acabadoras. Pueden incluir los elementos de disposición de las cajas de laminación de todos los tipos enumerados (Fig. 3.32).

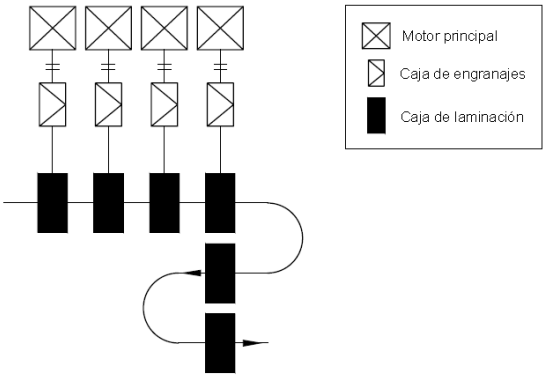


Figura 3.32 Laminadores semicontinuos[42]

[42] Elaboración propia

Con este tipo de disposición de los laminadores se puede tener problemas de producción de cascarilla y falta de uniformidad de espesores en el producto final.

3.5.2.3 Por su destinación

Los equipos de laminación, según el tipo de productos que se va a obtener puede dividirse en: Laminadores de Desbaste Pesado, Laminadores de Desbaste Plano, Laminadores de Chapa, Laminadores de Perfiles, Laminadores de Tubos y Laminadores de Propósito Especial

3.5.2.3.1 Laminadores de Desbaste Pesado

Los laminadores de desbaste pesado (Bloomings) sirven para la primera reducción de los lingotes colados de acero para convertirlos en palanquillas que luego se van a laminar hasta llegar a productos largos. Tienen acanaladuras que permiten una mejor conformación del desbaste.

Los rodillos de estas máquinas varían en su diámetro entre 800 y 1400 mm, con ancho disponible para laminación de hasta 3000 mm.

Los lingotes que se desbastan por laminación con estos equipos tienen pesos promedios entre 2 y 10 toneladas.

3.5.2.3.2 Laminadores de Desbaste Plano

Los laminadores de desbaste plano (Slabbings) que laminan lingotes planos para posterior transformación en productos planos.
Por lo general son potentes trenes de laminación dúo reversibles compuestos de dos cajas. La primera caja tiene dos rodillos en posición horizontal de hasta 1100 mm de diámetro y en la segunda caja los rodillos se disponen en forma vertical de diámetro

de hasta 700 mm, lo cual permite un laminado de palastros con bordes laterales iguales a un mismo tiempo.

Los trenes laminadores con esta disposición de las cajas de trabajo se denominan trenes universales.

3.5.2.3.3 Laminadores de Chapa

Las chapas a laminarse pueden ser gruesas o delgadas.

Las Chapas gruesas se laminan por lo general en equipos reversibles dúo, laminadores trío y laminadores cuarto. El diámetro de los rodillos de trabajo en de 1000 mm y el ancho de estos puede ser de hasta 5440mm.

La disposición de las cajas de trabajo es por lo general de forma continua y semi continua para el laminado de chapa.

La materia prima para la elaboración de chapa gruesa constituyen los productos de desbaste plano (slabs).

Las chapas delgadas (hasta 4 mm de espesor) se laminan usando tres cajas de trabajo, de las cuales las dos primeras son laminadoras dúo y la última trio.

3.5.2.3.4 Laminadores de Perfiles

Los perfiles de dimensiones mayores se laminan con los trenes de rodillos cuyo diámetro es de 500 a 700 mm; para los perfiles medianos se usan rodillos de diámetro entre 350 y 500 mm y para la fabricación de los perfiles comerciales pequeños se usan rodillos con diámetro de 250 a 350 mm.

Para la fabricación de perfiles se usan tanto, laminadores dúo reversibles como irreversibles. La ubicación de las cajas de trabajo es muy variada, pero en la producción de perfiles comerciales pequeños por lo general es de tipo continuo y semicontinuo.

3.5.2.3.5 Laminadores de Tubos

Para la fabricación de tubos sin costura se emplean laminadores especiales (Fig. 3.33) estos laminadores se conocen como *Laminadores Oblicuos.*

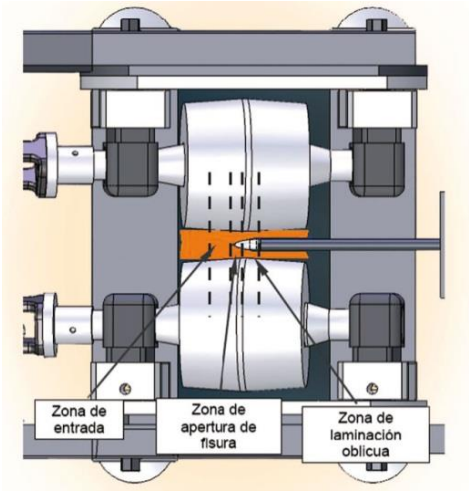


Figura 3.33 Laminador Oblicuo[43]

A partir del lingote colado se lamina un bloque hueco que es conformado por medio de los laminadores de rodillos oblicuos que forman parte entre si ángulos de 3 a 10 grados, luego este bloque se somete al proceso de adelgazamiento de las paredes y estirado longitudinal por medio del laminador Pilgerschritt (Fig. 3.34) para obtenerse como producto final el tubo sin costura.

[43] http://es.scribd.com/doc/104561485/16/CLASIFICACION-DE-LOS-PROCESOS-DE-CONFORMADO-DE-ACUERDO-A

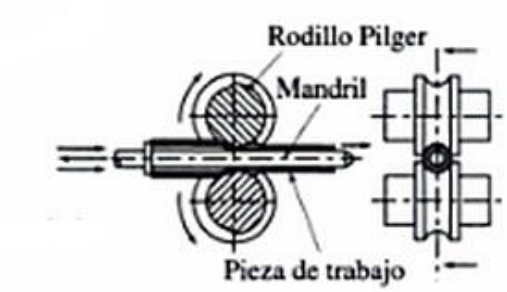


Figura 3.34 Laminador Pilgerschritt[44]

En el laminador oblicuo, los rodillos de hasta 700 mm giran en el mismo sentido produciendo en el bloque colado un movimiento en espiral, el mismo que realizado a grandes velocidades angulares junto al calentamiento del material, hacen que en el lingote se forme un hueco a lo largo del eje de la pieza de trabajo.

La operación de acabado de los tubos sin costura se efectúa con el laminador Pilgerschritt que tiene dos rodillos con canales excéntricos, los mismos que estiran la pieza montada sobre el mandril produciendo el conformado final del tubo.

3.5.2.3.6 Laminadores Especiales

Los laminadores de propósito especial se utilizan para el conformado de discos, ruedas y perfiles de formas singulares. La materia prima para este trabajo constituyen las piezas de fundición que luego de forjadas se someten al procedimiento de laminación

3.6 VARIABLES PRINCIPALES DEL PROCESO DE LAMINACIÓN

Las principales variables que intervienen en el proceso de laminación son: el diámetro de los rodillos, la resistencia a la deformación del metal, la resistencia a la fricción entre los rodillos y el material a laminarse, y las tensiones de tracción aplicadas al material durante el proceso de laminación.

[44] http://es.scribd.com/doc/46203173/INFORME-4

Estas variables tienen notable incidencia en la determinación de la carga de laminación necesaria para la deformación del metal.

3.6.1 EL DIÁMETRO DE LOS RODILLOS

La carga de laminación está directamente relacionada con el diámetro de los rodillos.

El aumento del diámetro de los rodillos implica un incremento grande de la carga de laminación bajo ciertas condiciones de fricción entre el metal a laminarse y los rodillos y para una determinada reducción de sección, debido a que el diámetro de los rodillos depende del área de contacto y de este valor las fuerzas de fricción presentes en el proceso. Así mismo, el diámetro de los rodillos resulta determinante en la reducción máxima que pueda alcanzarse con un determinado equipo, y es así que para laminar espesores pequeños, se usa rodillos de diámetro reducido (rodillos de trabajo) apoyados sobre cilindros que controlan la flexión y el aplastamiento de los primeros (rodillos de apoyo).

El diámetro de los rodillos de apoyo, no puede ser mayor que 1.5 a 2.5 veces el de los rodillos de trabajo, y como el diámetro de los rodillos de trabajo se disminuye más y más (para adecuarse a procesos con cargas de laminado excesivamente altas), el tamaño de los rodillos de apoyo debe también disminuir. Se llega a un punto en que los rodillos de apoyo en sí mismos, comienzan a flexionarse y requieren ser apoyados, lo cual da lugar al diseño más avanzado (el molino Sendzimir).

3.6.2 LA RESISTENCIA A LA DEFORMACIÓN DEL METAL

La laminación de chapa metálica se considera como un proceso de deformación plana, en el cual el límite elástico del material que se deforma por laminación es proporcional al límite elástico del mismo material si se lo ensaya a tracción o compresión. El valor del límite elástico en deformación se puede obtener mediante el ensayo de compresión entre placas paralelas.

Normalmente se designa en la curva de esfuerzo-deformación al límite de fluencia como el límite de proporcionalidad o límite elástico en el ensayo de tracción y a partir de este valor se halla el límite plástico en deformación plana para determinar finalmente la carga de laminación.

La carga de laminación es variable en el trabajo de los metales a diferentes temperaturas. En el laminado en frio la tensión de fluencia no cambia sensiblemente al variar la velocidad de deformación (velocidad de giro de los rodillos). Al laminar en caliente estas variaciones de velocidad producen cambios notables en la tensión de fluencia.

3.6.3 LA RESISTENCIA A LA FRICCIÓN ENTRE LOS RODILLOS Y EL MATERIAL A LAMINARSE

Los rodillos tiran el material hacia dentro del espacio de laminación a través de una fuerza de fricción neta sobre el material. Se puede ver que esta fuerza de fricción neta debe actuar lacia la derecha (Fig. 3.8b), en consecuencia la fuerza de fricción a la izquierda del punto neutro debe ser más elevada que la fuerza de fricción a la derecha.

Aunque la fricción es necesaria para la laminación de los materiales, se disipa energía para vencerla; por lo que el incrementar la fricción significa aumentar los requerimientos de fuerza y de potencia. Además, una elevada fricción podría dañar la superficie del producto laminado. Se tiene que llegar a un punto medio, uno que consiga bajos coeficientes de fricción mediante el uso de lubricantes efectivos.

3.6.4 TENSIONES DE TRACCIÓN APLICADAS AL MATERIAL DURANTE EL PROCESO DE LAMINACIÓN.

La aplicación de tensiones de tracción anterior y posterior al material que se lamina produce una disminución sensible de la carga de laminación. Por lo tanto la

resistencia a la deformación del metal será más fácil de vencer con una carga de laminación más baja cuando se aplica la tensión horizontal, teniendo como ventajas la mayor uniformidad del espesor y mejor planeidad del material laminado.

3.7 FUNDAMENTOS DE LA TEORÍA DE LAMINACIÓN

En este numeral se realizará el estudio del proceso de laminación de manera que se pueda establecer matemáticamente la forma de cálculo de la carga de laminación y el par motriz necesarios para la conformación de los metales mediante este proceso.

3.7.1 COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL EN EL FORMADO DE METALES[45]

La curva de esfuerzo-deformación ofrece una visión que permite comprender el comportamiento de los metales durante su formación. La curva típica de esfuerzo-deformación para la mayoría de los metales se divide en una región elástica y una región plástica lo cual se puede observar en la Figura 2.1. En el formado de un metal, la región plástica es de interés primordial debido a que en estos procesos el material se deforma plástica y permanentemente.

En la región plástica, el comportamiento del metal se expresa por la curva de fluencia:

$$\sigma = K\varepsilon^n$$

Donde

K = coeficiente de resistencia, MPa (lb/in^2)

n = exponente de endurecimiento por deformación

Los valores de K y n para varios metales aparecen en la siguiente tabla:

[45] GROOVER, M; Fundamentos de la Manufactura Moderna; Pearson Educación; México; 1997; págs. 381-382

Tabla 3.1 Valores típicos de K y n a temperatura ambiente[46]

MATERIAL	K		n
	psi x 10^3	Mpa	
Al 1100 O	26	180	0,2
Al 2024 T4	100	690	0,16
Al 5052 O	30	210	0,13
Al 6061 O	30	205	0,2
Al 6061 T6	60	410	0,05
Al 7075 O	58	400	0,17
Latón 60-39-1 Pb revenido	115	800	0,33
Latón 70-30 revenido	130	895	0,49
Aleación de base Cobalto	300	2070	0,5
Cobre Revenido	46	315	0,54
Molibdeno revenido	105	725	0,13
Acero bajo carbono revenido	77	530	0,26
Acero 1045 rolado en caliente	140	965	0,14
Acero 1112 revenido	110	760	0,19
Acero 1112 rolado en frío	110	760	0,08
Acero 4135 revenido	147	1015	0,17
Acero 4135 rolado en frío	A	1100	0,14
Acero 4340 revenido	93	640	0,15
Acero inox. 302 revenido	190	1300	0,3
Acero inox. 304 revenido	185	1275	0,45
Acero inox. 410 revenido	140	960	0,1

3.7.2 ESFUERZO DE FLUENCIA

Se define como el valor instantáneo del esfuerzo requerido para continuar la deformación del material o mantener “fluyendo” al metal. Esta es la resistencia a la fluencia del metal en función de la deformación, que puede expresarse como:

$$Sy = K\varepsilon^n \tag{3.1}$$

Donde

Sy = esfuerzo de fluencia, MPa (lb/in^2)

[46] KALPAKJIAN, S; Manufactura, Ingeniería y Tecnología; Pearson Educación ; 4ta ed.; México; 1997; pág. 62

3.7.3 ESFUERZO DE FLUENCIA PROMEDIO

El esfuerzo de fluencia promedio se determina integrando la ecuación de la curva de fluencia Ec. (3.1) entre cero y el valor final de deformación que define el rango de interés. Esto genera la ecuación:

$$\bar{S}_y = \frac{K\varepsilon^n}{1+n} \tag{3.2}$$

Donde

$\bar{S}_y$= esfuerzo de fluencia promedio, MPa (lb/in^2)

ε= máximo valor de deformación

El esfuerzo de fluencia promedio será utilizado para el estudio del proceso de deformación por laminación.

Para la deformación real ε, primero consideramos la elongación del espécimen en incrementos de cambios instantáneos en la longitud. Después, utilizando el cálculo, podemos demostrar que la deformación real se calcula de la forma:

$$\varepsilon = ln\frac{h_o}{h_f} \tag{3.3}$$

3.7.4 CRITERIO SOBRE DEFORMACIÓN PLANA[47]

Si se tuviera un caso simple de tensión σ, entonces la fluencia podría ocurrir cuando $\sigma \geq Sy$. Si se trata de un estado de tensiones triaxial, el lado izquierdo puede considerarse como un esfuerzo sencillo, equivalente o efectivo del estado general total de esfuerzo dado por $\sigma 1$, $\sigma 2$, y $\sigma 3$. Por lo general, este esfuerzo efectivo se llama esfuerzo de Von Mises, σ'. Así la ecuación de fluencia puede escribirse como:

[47] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 215

$$\sigma' \geq Sy \tag{3.4}$$

Donde el Esfuerzo de von Mises es:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma 1-\sigma 2)^2+(\sigma 2-\sigma 3)^2+(\sigma 3-\sigma 1)^2}{2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.5}$$

Reemplazando (3.4) en (3.5) se tiene:

$$\left[\frac{(\sigma 1-\sigma 2)^2+(\sigma 2-\sigma 3)^2+(\sigma 3-\sigma 1)^2}{2}\right]^{\frac{1}{2}} \geq Sy$$

$$(\sigma 1-\sigma 2)^2+(\sigma 2-\sigma 3)^2+(\sigma 3-\sigma 1)^2 \geq 2Sy^2 \tag{3.6}$$

Donde: $Sy = \sigma o(esfuerzo\ de\ fluencia)$

Partiendo de la consideración de que el ensanchamiento es nulo, entonces: $\varepsilon_2 = 0$

Entonces por la ley de Hooke se tiene:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}|\sigma 2 - v(\sigma 1 + \sigma 3)| = 0 \tag{3.7}$$

De donde: $$\sigma_2 = v(\sigma 1 + \sigma 3) \tag{3.8}$$

El coeficiente de Poisson para deformación *elástica pura* es una constante $v = 0.3$; en caso de deformación *plástica pura* y suponiendo que el volumen del material es constante, el coeficiente de Poisson alcanza un valor máximo de $v = 0.5$

Al superar el límite de elasticidad, observaremos un mayor o menor grado de endurecimiento mecánico además de deformación plástica, por lo que el coeficiente de Poisson pasa de 0,3 a 0,5.[48]

[48] DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967; pág. 77

Sustituyendo el valor del coeficiente de Poisson en la ecuación (3.8) se tiene:

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}(\sigma 1 + \sigma 3) \tag{3.9}$$

Por lo tanto se puede decir que en la dirección cuya deformación normal es nula, la tensión es igual a la semisuma de las otras dos.

Reemplazando la ecuación (3.9) en (3.6) se obtiene:

$$\left[\sigma 1 - \frac{1}{2}(\sigma 1 + \sigma 3)\right]^2 + \left[\frac{1}{2}(\sigma 1 + \sigma 3) - \sigma 3\right]^2 + [\sigma 3 - \sigma 1]^2 \geq 2\sigma o^2$$

$$\frac{6}{4}[\sigma 1 - \sigma 3]^2 \geq 2\sigma o^2$$

$$[\sigma 1 - \sigma 3] \geq \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma o \tag{3.10}$$

Al valor $\frac{2}{\sqrt{3}}\sigma o$ se lo conoce como el límite elástico en deformación plana σo', y es igual al valor de esfuerzo de fluencia σ_o obtenido mediante el ensayo de tensión uniaxial multiplicado por 1.15, es decir:

$$\sigma o' = 1.15\sigma o \tag{3.11}$$

Por otra parte, el valor $\sigma 1$ representa la tensión aplicada al material durante el proceso de laminación, mientras que $\sigma 3$ representa la presión unitaria que actúa sobre los rodillos.

3.7.5 RELACIONES GEOMÉTRICAS EN LA LAMINACIÓN

El laminado plano se ilustra en la Fig. 3.34 en donde se observa las principales relaciones que existen entre los parámetros geométricos de los rodillos de laminación y las fuerzas que se generan durante el proceso.

La tira de espesor h_o entra al espacio de laminación donde un par de rodillos en rotación la reduce a un espesor h_f. La velocidad superficial de los rodillos es V_r. La velocidad de la tira se incrementa de su valor de entrada V_o a través del espacio de laminación, de la misma manera que un fluido se ve obligado a moverse más rápido al pasar por un canal convergente.

La velocidad de la tira es máxima a la salida del espacio de laminación; la identificamos como V_f. Dado que la velocidad superficial del rodillo es constante, existe un deslizamiento relativo entre el rodillo y la tira a lo largo del arco de contacto en el espacio de laminación.[49]

En primera aproximación se admite que no hay aumento de anchura, por lo que la compresión vertical del metal se traduce en alargamiento en la sección en la dirección de la laminación. Como, por unidad de tiempo, deben pasar iguales volúmenes de metal a través de cualquier plano normal a la chapa, se puede escribir:

$$bh_oV_o = bhV = bh_fV_f \tag{3.12}$$

En donde:

b = anchura de la chapa

V = velocidad para cualquier espesor h intermedio entre h_o y h_f.

De la Ec. (3.12) se deduce que la velocidad de salida V_f debe ser mayor que la de entrada V_o, creciendo progresivamente desde la entrada a la salida. Solo en un punto de la superficie de contacto entre material y cilindros pueden ser iguales las velocidades de ambos. Este punto se llama *punto de no deslizamiento o punto neutro.*[50]

[49] KALPAKJIAN, S; Manufactura, Ingeniería y Tecnología; Pearson Educación; 4ta ed.; México; 1997; pág. 321

[50] DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967; pág. 527

Mediante la Fig. 3.35 se puede establecer el espesor instantáneo de la placa metálica al pasar por los rodillos.

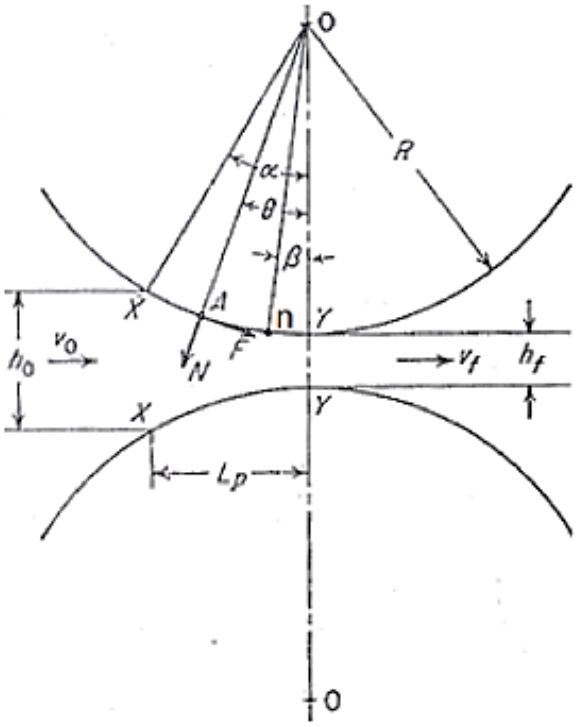


Figura 3.35 Relaciones geométricas de un elemento que está sufriendo deformación plana por deformación [51]

De la relación entre los diferentes parámetros geométricos que intervienen se puede establecer que:

$$\cos\ \theta = \frac{\left[R-(h-\frac{h_f}{2})\right]}{R} \tag{3.13}$$

Por lo tanto el espesor instantáneo de la lámina se expresa:

$$h = h_f + 2R(1-\cos\ \theta) \tag{3.14}$$

[51] IURMAN, L; Introducción al Trabajo Mecánico; Comisión Nacional de Energía Atómica Dto. De Metalurgia; 1ra Ed.; Buenos Aires; 1978; pág. 48

Al sustituir el ángulo instantáneo de contacto θ por el ángulo total de contacto α y el espesor instantáneo h por el espesor inicial h_o en la ecuación anterior, se tiene:

$$h_o - h_f = 2R(1 - \cos\ \alpha) \tag{3.15}$$

Analizando la ecuación (3.15) vemos que la reducción absoluta que se puede dar en una sola pasada del material depende del ángulo total de contacto el mismo que para laminado plano no debe exceder el valor de 20°

Por otra parte, en cualquier punto de la superficie de contacto, por ejemplo en el punto A actúan dos fuerzas sobre el metal, una en la dirección del radio N y la otra tangencial de fricción F. Entre el plano de entrada y el punto neutro, la chapa se mueve más lentamente que la superficie del cilindro y la fuerza de fricción actúa en la dirección indicada, arrastrando el metal entre los cilindros. Una vez pasado el punto neutro, la chapa se mueve a mayor velocidad que la superficie de los cilindros. Se invierte la dirección de la fuerza de fricción, que ahora se opone a que la chapa sea suministrada por los cilindros.

La componente vertical de N se denomina *carga de laminación* P. Es la fuerza con que los cilindros comprimen entre si al metal; es la misma fuerza con la que el metal actúa sobre los cilindros intentando separarlos, por lo que a veces se llama también *fuerza de separación.*

La *presión específica de los cilindros* p es igual a la carga de laminación dividida por la superficie de contacto. Esta superficie es igual al producto del ancho de la chapa por la proyección de la longitud del arco de contacto L_p.

$$L_p = \left[R\left(h_0 - h_f\right) - \frac{(h_0 - h_f)^2}{4}\right]^{1/2} \tag{3.16}$$

De la Ec. 3.16 se desprecia el valor $\left[\frac{(h_0-h_f)^2}{4}\right]$ ya que este es un valor sumamente pequeño y el error que se introduce por este concepto es de alrededor de 0,5 %.

Por lo tanto, la longitud del arco de contacto es:

$$L_p = \left[R\left(h_0 - h_f\right)\right]^{1/2} \tag{3.17}$$

La presión específica está dada por:

$$p = \frac{P}{bL_p} \tag{3.18}$$

La distribución de la presión a lo largo del arco de contacto se indica en la Fig. 3.36, la presión alcanza un máximo en el punto neutro, y a partir de este va disminuyendo hasta anularse.

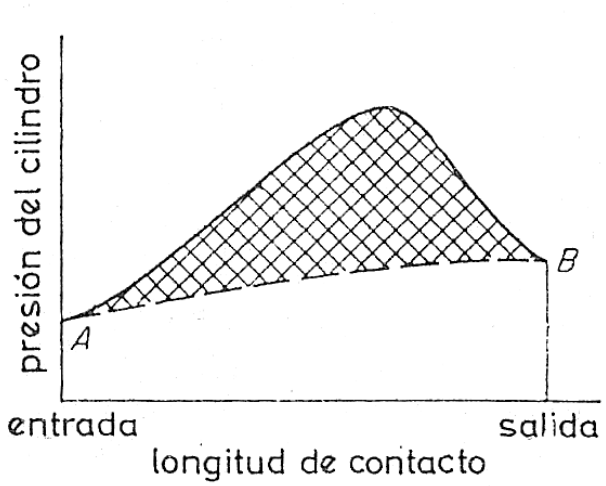


Figura 3.36 Distribución de la presión de laminación a lo largo del arco de contacto [52]

El hecho de que la presión en el punto neutro no presente un máximo anguloso, como exigen los tratamientos teóricos de la laminación, es una indicación de que el

[52]DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967 págs. 528-529

punto neutro no corresponde exactamente, en la superficie del cilindro, a una línea paralela al eje, sino más bien a un área más o menos estrecha.

El área rayada representa la fuerza requerida para vencer a la fricción, mientras que el área no rayada, bajo la línea AB, corresponde a la fuerza necesaria para deformar al metal en compresión plana homogénea.

3.7.6 PAPEL DE LA FRICCION DURANTE EL LAMINADO

La fricción es muy importante en la laminación ya que debido a esta tiene lugar el agarre del metal con los rodillos de laminar, es decir, el proceso de laminado es realizable solo siendo suficiente la fuerza de rozamiento. Sin embargo, la fricción no es solamente un factor positivo que determina la posibilidad de llevar a cabo el proceso de laminado.

Observando la Fig. 3.35 se hace patente que, cuando mayor sea la fuerza de fricción, más grande debe ser la carga de laminación, aumenta el ensanchamiento lateral y el agrietamiento de los bordes. Si, en cambio, la fricción es muy baja, como ocurre en la laminación en frio con cilindros pulimentados y buena lubricación, puede resultar difícil alimentar los laminadores con el material por falta de mordido.[53]

La fricción varía de un punto a otro a lo largo del arco de contacto del cilindro, pero como es muy difícil medir esta distribución de presión, todas las teorías de laminación admiten un coeficiente constante de rozamiento.[54]

A continuación se dan los valores aproximados del coeficiente de rozamiento:

[53] DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967; pág. 532
[54] IURMAN, L; Introducción al Trabajo Mecánico; Comisión Nacional de Energía Atómica Dto. De Metalurgia; 1ra Ed.; Buenos Aires; 1978; pág. 62

Tabla 3.2 Valores de f para laminado en frio[55]

MATERIAL A LAMINARSE	RODILLOS DE LAMINACIÓN	f
Acero al Carbono	Acero pulido-lubricado	0.04 - 0.05
Acero al Carbono	Acero pulido- inmersión	0.05 - 0.10
Acero al Carbono	Acero rugoso (sand blast)	0.3
A, Cu y Pb	Acero Pulido	0.1
A, Cu y Pb	Acero Rugoso	0.4

Tabla 3.3 Valores de f para laminado en caliente[55]

MATERIAL A LAMINARSE	RODILLOS DE LAMINACION	TEMPERATURA DE LAMINACION [°C]	f
Acero al Carbono	Acero	400 - 900	0.40
Acero al Carbono	Acero	1000	0.30
Acero al Carbono	Acero	1100	0.20
Aluminio	Acero	375	0.54
Cobre	Acero	750	0.35
Níquel y plomo	Acero	180 - 900	0.32
Bismuto y cadmio	Acero	150 - 180	0.25
Estaño y zinc	Acero	100 - 110	0.17

3.7.7 CONDICIÓN DE AGARRE DEL METAL POR LOS RODILLOS DE LAMINACIÓN[56]

Al hacer contacto con los rodillos en rotación sobre la tira actúan fuerzas desde cada uno de los rodillos: la fuerza N, dirigida por el radio, y la fuerza de fricción F perpendicular al radio. La correlación de las proyecciones horizontales de las fuerzas indicadas determina la posibilidad de agarre. La fuerza de rozamiento es igual al

[55] Elaboración propia
[56] LINCHEVSKI, A.; Metalurgia de los Metales no Ferrosos; Editorial MIR; Moscú; 1983; pág. 296

producto de la fuerza a la superficie normal por el coeficiente de rozamiento f entre el metal y los rodillos:

$$\mathrm{F} = f\ \mathrm{N} \tag{3.19}$$

La proyección horizontal de las fuerzas es igual a:

$$Nx = N\ sen\ \alpha \tag{3.20}$$

$$Fx = F\ cos\ \alpha \tag{3.21}$$

Se debe notar la siguiente correlación entre las fuerzas indicadas:

- Si $Nx > Fx$, no ocurre el agarre del metal.
- Si $Nx \leq Fx$, tendrá lugar el agarre del metal.

Por lo tanto, el agarre del metal con los rodillos será asegurado, si:

$$\frac{Fx}{Nx} \geq 1 \tag{3.22}$$

Remplazando (3.20) y (3.21) en (3.22)

$$\frac{F\ cos\ \alpha}{N\ sen\ \alpha} \geq 1$$

$$\frac{f\ \mathrm{N}\ cos\ \alpha}{N\ sen\ \alpha} \geq 1$$

$$f \geq tg\ \alpha \tag{3.23}$$

La correlación (3.23) se denomina condición de agarre. Para el agarre del metal con los rodillos es necesario que el coeficiente de rozamiento sea igual a la tangente del ángulo de agarre o mayor que este.

3.7.8 TEORÍAS DE LA LAMINACIÓN EN FRIO[57]

Las ecuaciones diferenciales para el equilibrio de un elemento de volumen de material deformado entre los rodillos son comunes a todas las teorías de laminación.

La deducción de las ecuaciones se basa en las siguientes hipótesis:

1. El arco de contacto es circular; no hay deformación elástica de los rodillos
2. El coeficiente de rozamiento es constante en todos los puntos del arco de contacto.
3. No hay ensanchamiento lateral, por lo que la laminación puede estudiarse como un problema de deformación plana.
4. Las secciones verticales se mantienen planas.
5. La velocidad periférica de los cilindros es constante.
6. La deformación elástica de la chapa es despreciable frente a la deformación plástica.
7. Se cumple el criterio de la energía de distorsión para la deformación plana mencionada anteriormente en el numeral 3.7.4

En la Fig. 3.37a se muestran las tensiones que actúan sobre un elemento de la chapa en el canal de los cilindros. En cualquier punto de contacto entre la chapa y la superficie del cilindro, designado por el ángulo θ, las tensiones que actúan son la radial N y la tangencial de rozamiento F. Estas tensiones se descomponen, en la Fig. 3.37b, en sus componentes horizontales y verticales.

[57] DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967; págs. 537-541

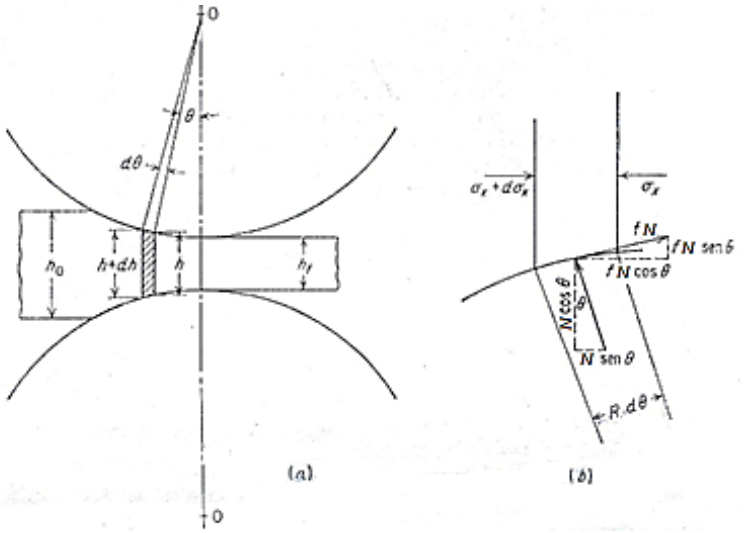


Figura 3.37 a) Relación geométrica; b) tensiones que actúan sobre el elemento[58]

Se supone además, que la tensión σ_x está uniformemente distribuida sobre las caras verticales del elemento. La tensión normal en un extremo del elemento es $FRd\theta$, y la componente horizontal es $FRsen\theta d\theta$. La fuerza de fricción tangencial es $fFRd\theta$. Sumando las fuerzas horizontales que actúan sobre el elemento de volumen, resulta:

$$(\sigma_x + d\sigma_x)(h + dh) + 2fFRcos\theta d\theta - \sigma_x h - 2FRsen\theta d\theta = 0$$

Que se puede simplificar a:

$$\frac{d(\sigma_x h)}{d\theta} = 2FR(sen\theta \pm fcos\theta) \qquad (3.24)$$

Los signos positivos y negativos de la Ec. (25) se deben a que el sentido de la fuerza de fricción cambia en el punto neutro. Esta ecuación fue deducida por primera vez por Von Kármán y lleva su nombre.

Las fuerzas que actúan verticalmente son equilibradas por la presión específica de los cilindros p. Estableciendo las condiciones para el equilibrio de las fuerzas en la

[58] DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967; págs. 537

dirección vertical, se encuentra una relación entre la presión normal y la presión radial.

$$p = F(1 \pm ftg\theta) \tag{3.25}$$

La relación entre la presión normal y la tensión de comprensión horizontal σ_x está dada por la condición del criterio de la energía de distorsión para la fluencia en tensión plana:

$$\sigma 1 - \sigma 3 = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma o = \sigma o'$$

o bien

$$p - \sigma x = \sigma o' \tag{3.26}$$

en la que p es la mayor de las dos tensiones principales de compresión.

La resolución del problema de la laminación en frío consiste en integrar la Ec. (3.24) con la ayuda de la Ec. (3.25) y la Ec. (3.26). Desgraciadamente, el tratamiento matemático es muy complicado, y es necesario diversas aproximaciones para obtener una solución manejable. Trinks ha propuesto una solución gráfica de la ecuación de Von Kármán en la que se admite que el límite elástico es constante y el contacto es parabólico. La solución más completa de las ecuaciones de laminación es la debida a Orowan. En esta solución se admite que el límite elástico o tensión de fluencia varía con θ por causa del endurecimiento por deformación. La complejidad de las ecuaciones hace necesario obtener las soluciones por integración gráfica.

Aunque se han propuesto ecuaciones algebraicas para la presión de laminación, resultan todavía muy complicadas para el cálculo de rutina en los problemas de laminación.

Bland y Ford han propuesto algunas simplificaciones. Restringiendo el análisis de la laminación en frío a condiciones de baja fricción y para ángulos menores de 6°, pudieron admitir que *sen θ ≈ θ* y *θ ≈ 1.* Entonces la Ec. (3.24) se convierte en:

$$\frac{d(\sigma_x h)}{d\theta} = 2FR(\theta \pm f) \tag{3.27}$$

Se supone que $F \approx p$, con lo que la Ec. (3.26) puede escribirse como:

$$\sigma x = F - \sigma o'$$

Sustituyendo este valor en Ec. (3.27) e integrando, se obtienen ecuaciones relativamente sencillas para la presión radial.

Desde la entrada en el cilindro hasta el punto neutro:

$$F = \frac{\sigma o' h}{h_0}\left(1 - \frac{\sigma_{xb}}{\sigma'_{01}}\right)\exp f(H_1 - H) \tag{3.28}$$

Y desde el punto neutro hasta la salida:

$$F = \frac{\sigma o' h}{h_f}\left(1 - \frac{\sigma_{xf}}{\sigma'_{02}}\right)\exp f\, H \tag{3.29}$$

Dónde:

$$H = 2\left(\frac{R}{h_f}\right) tg^{-1}\left[\left(\frac{R}{h_f}\right)^{1/2}\theta\right]$$

En las que:

σ_{xb}= tensión de tracción hacia atrás,

σ_{xf} = tensión de tracción hacia adelante.

El subíndice 1 se refiere a una cantidad evaluada en el plano de entrada en los cilindros y el 2 a las evaluadas en el plano de salida.

3.7.8.1 CÁLCULO DE LA FUERZA VERTICAL DE LAMINACIÓN

La carga de laminación, o fuerza total del cilindro, P es la integral de la presión específica a lo largo del arco de contacto.

$$P = Rb \int_0^{\theta=\alpha} p \, d\theta \tag{3.30}$$

En la que:

b= ancho de la chapa
α= ángulo de contacto

De los métodos semiempíricos, la fórmula de Ekelund no es solamente la más antigua, sino también la más conocida y, sobre todo la que da resultados relativamente más exactos.[59]

La fórmula de Ekelund, para el cálculo de la presión de laminación en productos planos, es la siguiente:

$$P = \sigma o' b \sqrt{R(h_0 - h_f)} \left[1 + \frac{1{,}6f\sqrt{R(h_0 - h_f)} - 1{,}2(h_0 - h_f)}{h_0 + h_f} \right] \tag{3.31}$$

[59] LINCHEVSKI, A.; Metalurgia de los Metales no Ferrosos; Editorial MIR; Moscú; 1983; pág. 296

3.7.9 TEORÍA DE LA LAMINACIÓN EN CALIENTE[60]

El proceso de laminado en caliente es mucho más difícil de tratar teóricamente debido a que las simplificaciones que se realizan en las teorías de laminado en frío son menos aceptables en el laminado en caliente, por lo tanto, es necesario establecer las condiciones de comparación entre los procesos de frío y en caliente, y que se pueden resumir de la siguiente manera:

1) Las condiciones de fricción en el proceso en caliente son inciertas. Para el laminado en frío, el proceso se lleva a cabo en buenas condiciones de lubricación; se ha determinado que la fricción de resbalamiento está presente y se puede medir con exactitud el coeficiente de fricción f.

   En el proceso en caliente, no se usa mayor lubricación por lo cual las condiciones de fricción son más severas y en casos extremos el resbalamiento no ocurre. Es por esto que la resistencia a la fricción es lo bastante alta para producir el cizallamiento en las capas internas de la pieza de trabajo antes de que el deslizamiento entre las superficies de los rodillos y el fleje.

   En la práctica, entre las condiciones extremas de fricción, coexisten el resbalamiento y la adherencia a lo largo de la abertura de laminación, por lo cual a fin de alcanzar resultados más exactos cabe la consideración de que en el proceso en caliente se produce la fricción con perfecta adherencia. Esto hace posible una clara distinción entre los procesos en frío y en caliente.

2) No es aceptable asumir que en el proceso caliente la deformación es homogénea.

[60] Calderón, S.; Diseño de Laminador Dúo para Laboratorio: EPN; Quito; 1985

Para no asumir esta condición, se debe realizar el análisis basado en la teoría de límite de fluencia, que resulta muy complejo para ser incluido en este estudio.

3) No es muy exacto considerar el proceso como deformación plana ya que en el proceso en caliente el ensanchamiento lateral es más significativo que en frio, no obstante la mayoría de las teorías sobre laminación en caliente consideran al proceso como deformación plana.

Para realizar los cálculos de la carga de laminación en caliente se considera las ecuaciones de Sims quien a partir de la ecuación (3.32) ha demostrado que, al hacer las sustituciones correspondientes se obtiene:[61]

$$P = \sigma o' b \sqrt{R(h_0 - h_f)}\, Q_p \qquad (3.32)$$

Donde Q_p es una función complicada de reducción de espesor y de la relación R/h_f. Para simplificar los cálculos se pueden obtener los valores de Q_p a partir de la Fig. 3.38

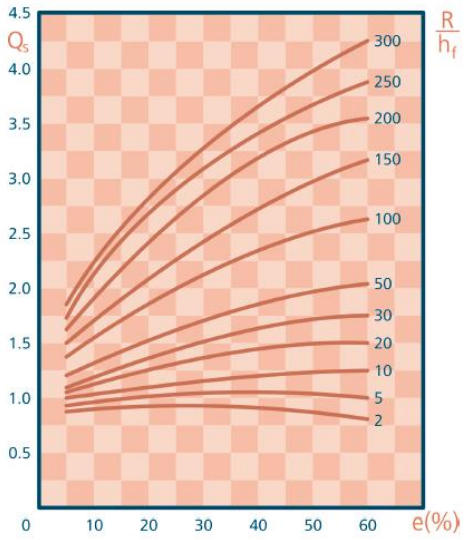


Figura 3.38 Valores de Q_p en función de la reducción de espesor y la relación R/h_f[62]

[61] DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967; pág. 545
[62] Otávio Lima; Conformado Mecánico; Instituto Federal de Ciencia y Tecnología; Río de Janeiro; 2010

Las comparaciones con los datos disponibles relativos a la laminación en caliente muestran que las ecuaciones de Sims concuerdan, dentro de un ±15%, con las cargas experimentales de laminación, en el 90% de los casos. Las ecuaciones de Sims concuerdan mejor con la experiencia que las más antiguas debidas a Ekelund.

3.7.10 INTERACCIÓN DE RODILLOS DE TRABAJO CON RODILLOS DE APOYO[63]

Tanto rodillos de apoyo como de trabajo se flexionan en el proceso de laminación plana.

Como es conocido, la deflexión de un eje que descansa sobre dos soportes es directamente proporcional a la fuerza de flexión e inversamente proporcional a la cuarta potencia del diámetro del eje.

Si los rodillos de trabajo y de apoyo son cilíndricos, estos van a doblarse juntos en la misma cantidad, es decir, la deflexión de uno será igual que el otro.

Así, la siguiente ecuación puede ser escrita para los rodillos de trabajo y de apoyo:

$$f_t = k\frac{P_t}{D_t^4}$$

$$f_a = k\frac{P_a}{D_a^4}$$

Donde

k = factor de proporcionalidad

f= deflexión

D= diámetro

P= carga de laminación

[63] POLUKHIN, P.; Rolling Mill Practice; Peace Publisher; Moscú; 1987; págs. 358-359

Los subíndices t y a hacen referencia a los rodillos de trabajo y apoyo respectivamente.

$$f_a = f_t$$
$$\frac{P_a}{P_t} = \left(\frac{D_a}{D_t}\right)^4 \tag{3.33}$$

La carga P aplicada en los rodillos de trabajo en parte soportada por estos pero es en gran parte transmitida a los rodillos de trabajo.

$$P = P_t + P_a \tag{3.34}$$

Sustituyendo la ecuación (3.33) en (3.34) se tiene que la carga en los rodillos de apoyo es:

$$P_a = P\frac{1}{1+\left(\frac{D_a}{D_t}\right)^4} \tag{3.35}$$

Para cálculos tentativos se puede asumir que la carga total de laminación es transmitida a los rodillos de apoyo.

3.7.11 CÁLCULO DEL TORQUE Y LA POTENCIA

Para un proceso simple de laminación, donde ambos rodillos de trabajo tienen el mismo diámetro y ambos giran a la misma velocidad (Fig. 3.41) se tiene que:

$$T_1 = T_2 = Pa$$
$$T_L = T_1 + T_2$$

Por lo tanto,

$$T_L = 2Pa \tag{3.36}$$

Dónde:

T_L= Torque de laminación

a= distancia del punto de aplicación de la carga de laminación desde el centro del rodillo.

En base a datos experimentales la distancia del punto de aplicación desde el centro del rodillo a, puede ser determinado con la siguiente expresión:

a) Para laminación en caliente

$$a = (0{,}45\ a\ 0{,}5)L_p$$

b) Para laminación en frío

$$a = (0{,}35\ a\ 0{,}45)L_p$$

La potencia necesaria para deformar el metal que fluye a través de la abertura entre los rodillos de trabajo es:

$$W = \frac{2\pi T_L n}{4500}\ [hp] \qquad (3.37)$$

A este valor de potencia obtenida es necesario sumarle la potencia requerida para vencer la resistencia en cojinetes y sistema de transmisión.

El torque necesario para para vencer la resistencia en los rodillos es igual a:

$$T_f = 2fPr = Pfd \qquad (3.38)$$

Dónde:

d= Diámetro del eje en donde se aloja el cojinete

f= Coeficiente de fricción del cojinete

Obviamente, el coeficiente de fricción f depende del tipo de cojinete, condiciones de operación, calidad de lubricación presión especifica en el cojinete, etc. La Tabla 3.4 muestra el coeficiente de fricción basado en investigaciones experimentales en este campo.

Tabla 3.4 Valores de coeficiente de fricción de cojinetes[64]

Tipo	**Coeficiente de fricción f**
Rodamientos	0,003 a 0,005
Cojinetes plásticos	0,005 a 0,01
Cojinetes de bronce - Laminación en caliente - Laminación en frío	 0,07 a 0,1 0,04 a 0,05
Cojinetes de fricción con lubricación	0,003 a 0,005
Cojinetes de fricción sin lubricación	0,006 a 0,01

En laminadoras de 4 rodillos, los cojinetes de los rodillos de trabajo no soportan la carga total de laminación, ya que esta es trasmitida por medio de la tabla de los rodillos hacia los cojinetes de los rodillos de apoyo, por lo tanto, el torque necesario para vencer la fricción se determina con la ecuación:

$$T_f = Pfd\left(\frac{D_t}{D_a}\right)^4 \tag{3.39}$$

Para determinar la potencia requerida para vencer la fricción, esta se calcula con la ecuación (3.37).

La potencia total requerida para realizar la laminación será:

$$W_T = \frac{W+W_f}{\eta_d} \tag{3.40}$$

Donde η_d es la eficiencia del sistema de transmisión y su valor será considerado entre 0,80 y 0,95.

[64] Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. PREFACTIBILIDAD Y FACTIBILIDAD

4.1 PREFACTIBILIDAD

En este punto se realizará un estudio de mercado para conocer la oferta y la demanda de equipos laminadores de cuatro rodillos de fabricación nacional, y un estudio de restricciones, en el que se analice si existe la tecnología y materiales necesarios para la construcción del equipo, así como la facilidad de operación y mantenimiento del equipo.

4.1.1 ESTUDIO DEL MERCADO

4.1.1.1 Análisis de la oferta

Se tiene conocimiento que varias empresas utilizan trenes de laminación, tanto en caliente como en frío. Dichos equipos no son fabricados en el país, por lo que es necesario importarlos.

Este caso también se presenta en los pequeños negocios artesanales, que se dedican a la fabricación de joyería. Las maquinas utilizadas para este fin son importadas principalmente del país vecino de Colombia.

4.1.1.2 Análisis de la demanda

Al ser la laminación, uno de los procesos fundamentales para la transformación de la materia prima (en este caso se refiere a metales ferrosos y no ferrosos), existe demanda de este tipo de equipos en el país, tanto en el sector industrial como en el artesanal.

4.1.2 ESTUDIO DE RESTRICCIONES

4.1.2.1 Tecnología

En el país se cuenta con tecnología que hace posible el desarrollo de este tipo de proyecto, debido a que para la fabricación y montaje de los elementos que conforman el equipo no se necesita de maquinaria especial.

4.1.2.2 Disponibilidad de materiales

En el diseño y posterior construcción del equipo se utilizarán materiales que se puedan obtener con relativa facilidad en el mercado local y nacional.

4.1.2.3 Facilidad de construcción

Debido a que la máquina que se va a construir no posee elementos mecánicos de formas complejas, ni se requiere de herramientas y equipos especiales, su diseño y construcción será relativamente fácil.

Para la construcción de la laminadora, se utilizará las máquinas y herramientas más comunes conocidas dentro del área metalmecánica.

4.1.2.4 Mantenimiento

Para el mantenimiento del equipo de laminación, se debe tomar en cuenta tanto la parte mecánica como la parte eléctrica.

Dicho mantenimiento se basará principalmente en la lubricación de las partes móviles del equipo y revisión periódica de la parte eléctrica del equipo.

4.1.2.5 Facilidad de operación

Al tratarse de un equipo diseñado para realizar prácticas en el Laboratorio de Conformado Mecánico, este será operado tanto por el personal del mismo como por los estudiantes de la facultad, por esta razón éste debe ser de fácil manejo.

4.1.2.6 Suministro de energía

El Laboratorio de Conformado Mecánico cuenta con alimentación trifásica lo que permitirá, en caso de ser necesario, el correcto funcionamiento de la laminadora.

4.1.2.7 Accionamiento del equipo

Se debe seleccionar el modo más adecuado para la transmisión del movimiento a los rodillos de trabajo, además del sistema para el aumento o disminución de la luz entre los rodillos.

4.2 FACTIBILIDAD

En base a los estudios efectuados, la construcción del equipo de laminación es factible, por lo que se procede a realizar la selección de la alternativa más conveniente. El procedimiento a seguir es plantear diferentes alternativas y a través del análisis de sus ventajas y desventajas, mediante cuadros comparativos entre éstas, escoger la alternativa más adecuada.

4.2.1 ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO A CONSTRUIRSE

4.2.1.1 Parámetros funcionales

El equipo será utilizado por los estudiantes y por el personal del Laboratorio de Conformado Mecánico para realizar prácticas del proceso de laminación, y del cual se obtendrán tiras de aluminio.

4.2.1.2 Condiciones ambientales de trabajo

El laboratorio de conformado mecánico no cuenta con un medio ambiente controlado, por lo que se puede considerar condiciones ambientales similares al exterior, es decir, el equipo trabajará a la intemperie.

4.2.1.3 Vida útil y mantenimiento

Este equipo será diseñado para una vida útil de 20 años, siempre y cuando se le proporcione un mantenimiento y uso adecuado. Para ello se anexará el respectivo manual de mantenimiento y operación.

4.2.1.4 Costo estimado

El costo estimado del equipo es de aproximadamente USD 4000, este precio toma en cuenta costos de diseño, construcción y montaje del equipo.

4.2.1.5 Materiales

Como se explicó en el punto 4.1.2.2, se utilizarán materiales disponibles en el mercado nacional.

4.2.1.6 Normas

Las normas que se van utilizar para el presente proyecto serán: norma DIN, norma INEN, norma ASTM, norma AISI/SAE y norma AWS.

4.2.1.7 Dimensiones

El equipo de laminación, tendrá aproximadamente las siguientes dimensiones:

- Largo: 500 mm
- Ancho: 500 mm
- Alto: 1500 mm

4.2.2 ALTERNATIVAS PARA EL ACCIONAMIENTO, CONSTITUCIÓN Y MATERIALES DEL EQUIPO

Para definir cuál alternativa es la más adecuada, se utilizará el método de los criterios.

4.2.2.1 Método de los criterios[65]

El método de los criterios se lo puede resumir en la siguiente fórmula:

$$Fc = \sum AiXi$$

Dónde:

Fc: es la función criterio

Ai: es el peso de cada alternativa con respecto a un criterio, cuyos valores se encontrarán entre 0 y 10 dependiendo del grado de importancia de cada

[65] CORZO, M.; Introducción a la Ingeniería de Proyectos; Limusa; México; 1972

alternativa, es decir, para el grado más alto de importancia el valor será 10, mientras que el grado de menor importancia o importancia nula será 0.

Xi: es el valor de cada criterio el cual también tomará valores entre 0 y 10, y al igual que en el caso anterior, a mayor importancia del criterio mayor será su valor y a menor importancia del criterio menor valor tendrá.

Además deberá cumplirse que la sumatoria de los valores de Ai para cada alternativa debe ser 10.

$$\sum Ai = 10$$

En este caso la sumatoria Xi no necesariamente tendrá que ser 10.

Finalmente usando la fórmula se obtendrá un valor de la función criterio para cada alternativa, escogiendo la que tenga el mayor valor.

4.2.2.2 Accionamiento del equipo laminador

De manera general el accionamiento del equipo tiene como finalidad conseguir el movimiento de los rodillos y por consiguiente del sistema de transmisión a usarse para este fin.

A continuación se describen las dos alternativas a considerar para el accionamiento del equipo.

4.2.2.2.1 Alternativa 1: Accionamiento Manual

Este tipo de accionamiento se da cuando el operador del equipo, utiliza su propia fuerza para generar el movimiento de rotación de los rodillos.

Ventajas:

Bajo costo de fabricación.

Facilidad de construcción del equipo en conjunto.

Bajo costo de mantenimiento, al ser una máquina con elementos simples.

Desventajas:

No permite mantener la velocidad uniforme de giro de los rodillos.

No se pueden obtener potencias elevadas.

Se limitaría el espesor de las probetas para los ensayos.

4.2.2.2.2 Alternativa 2: Accionamiento mecánico

En general en la industria, la fuerza necesaria para conseguir el movimiento o giro de los rodillos proviene de fuentes como: turbinas de gas, turbinas de vapor, máquinas hidráulicas o neumáticas, generadores o motores.

Las turbinas de gas o vapor, y las máquinas hidráulicas o neumáticas debido a su capacidad y tamaño, son más utilizadas en las grandes industrias en donde se requiere mover ejes de gran tamaño, por lo que en este caso, para un laboratorio pequeño resulta inadecuado y poco práctico.

Descartadas las opciones de equipos de gran tamaño, nos queda la alternativa de un motor eléctrico, este resulta el más adecuado, principalmente debido a su tamaño, facilidad de manejo.

Ventajas:

Se tiene una velocidad de giro de los rodillos constante.

Permite laminar mayores espesores en comparación con el equipo manual.

El conformado se realiza a velocidades de deformación constantes.

Desventajas:

Usar un motor eléctrico es más costoso que un equipo manual.

4.2.2.2.3 Selección del accionamiento del equipo laminador

Definidas las alternativas se procede a la selección del método más adecuado para obtener el movimiento de los rodillos.

Descrito el método en el punto 4.2.2.1 para definir las alternativas, procedemos a enlistar las mismas en una tabla.

Tabla 4.1 Alternativas para el accionamiento del equipo laminador[66]

Alternativas	
A1	*Accionamiento manual*
A2	*Accionamiento mecánico*

A continuación se establecen los criterios a considerar con sus respectivos pesos de acuerdo a la importancia estimada.

Tabla 4.2 Criterios de selección equipo laminador[67]

Criterio		**Valor óptimo de Xi**	**Justificación**
C1	Costos	9	Influye en el costo total de fabricación.
C2	Operación	8	Capacidad, facilidad, versatilidad y seguridad durante las pruebas y ensayos.
C3	Fabricación	7	Comparación en la construcción del laminador.
C4	Seguridad de resultados	7	Obtención de resultados confiables durante los ensayos de laboratorio.
C5	Mantenimiento	5	Facilidad de mantenimiento y continuidad en el funcionamiento, sin interrupciones prolongadas.

[66] Elaboración propia

Luego procedemos a asignar valores para cada alternativa en base a los requerimientos de cada criterio.

Tabla 4.3 Calificación de alternativas de acuerdo a criterios equipo laminador[67]

Criterio	Alternativas		Justificación
	A1	A2	
C1	6	4	El equipo con accionamiento manual resulta la opción más económica.
C2	3	7	El equipo impulsado por motor eléctrico es más sencillo de operar y requiere menos esfuerzo por parte del operario.
C3	6	4	Construir el equipo manual es menos complejo, además que involucra menos tiempo en su diseño y construcción.
C4	4	6	Se obtiene mejores resultados con un equipo impulsado con motor eléctrico, ya que, se tiene una velocidad de giro de rodillo más constante.
C5	6	4	Se requiere más atención en el mantenimiento del laminador con motor eléctrico.

Obtenidas las calificaciones de las alternativas, procedemos a evaluar las mismas utilizando la función de criterio. Lo cual se muestra en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Función de criterio equipo laminador[67]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	54	36
C2	8	24	56
C3	7	42	28
C4	7	28	42
C5	5	30	20
Fc=ΣAiXi		178	**182**

[67] Elaboración propia

De acuerdo al análisis anterior, se concluye que la alternativa 2 (A2) es la más adecuada para impulsar el equipo, ya que esta es la que obtiene el mayor valor de la función de criterio Fc = 182.

4.2.2.3 Regulación de velocidad de giro de los rodillos

Al tener un motor como generador de movimiento, es necesario contar con un dispositivo capaz de controlar la velocidad de dicho motor y ajustarla a la velocidad necesaria para un buen funcionamiento del equipo. Además se debe considerar variables como la potencia que se va a transmitir, así como los rendimientos mecánicos.

Para este caso específico este factor es de importancia, ya que, al ser inversamente proporcional al coeficiente de rozamiento *f*, el cual, afecta de manera directa a la presión *P*. Es decir, que a menor velocidad mayor presión y viceversa.

4.2.2.3.1 Alternativa 1: Variador de velocidad

Es un equipo que permite controlar la velocidad de rotación de un motor de corriente alterna (AC), lo cual es posible al controlar la frecuencia del voltaje de alimentación suministrado al motor. Además durante su funcionamiento la mayoría de variadores indican el voltaje y la corriente eléctrica instantáneas alimentadas al motor, permitiendo a su vez, calcular la potencia consumida en el proceso.

Figura 4.1 Variador de frecuencia[68]

Ventajas

Disminuye el consumo energético del motor.

Prolonga la vida útil de la maquinaria, al no tener piezas móviles por lo que su duración es similar a la del resto de elementos del sistema aprovechando de mejor manera el motor de inducción.

Disminuye costos de mantenimiento y reparación de dispositivos.

Reducción de daño por cambios bruscos en cargas, pesos o flujos.

Se puede controlar la velocidad, sin que esto represente pérdidas notables de potencia.

En caso de requerirlo se puede tener un ajuste de velocidad fino, es decir, se puede conseguir casi cualquier velocidad, al contrario de un motoreductor.

Desventajas

Tiene un costo alto.

Es necesario que el motor funcione de manera adecuada con el convertidor, ya que la corriente que este recibe, en el caso de un motor de corriente continua no es perfectamente lisa, es decir presentará picos, lo que podría ocasionar mal funcionamiento.

Para el caso de un motor de corriente alterna no será totalmente sinusoidal, lo que puede ocasionar armónicas.

El convertidor está constituido por semiconductores que cierran o abren los circuitos muy rápidamente y originan variaciones rápidas de corriente o de voltaje. Por este motivo, las ondas electromagnéticas radiadas pueden alterar el entorno.

4.2.2.3.2 Alternativa 2: Reductor de velocidad o motoreductor

[68] http://www.directindustry.es/prod/lenze-se/variadores-de-frecuencia-descentralizados-6239-422912.html

Son ampliamente utilizados a nivel industrial, su función principal es variar las r.p.m. de entrada, que por lo general son altas, a un menor número de r.p.m. de salida, siendo esta por lo general constante o fija y sin pérdidas muy grandes de potencia.
El diseño de reductores incluye engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor.[69]

Figura 4.2 Motoreductor[70]

Ventajas[70]

Se tiene regularidad tanto en velocidad como en potencia transmitida.
Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
Menor tiempo requerido para su instalación.
El reductor de velocidad es más robusto y tiene mayor vida esperada. Además no reduce la potencia que se desea transmitir.

Desventajas[71]

Costo elevado en comparación con el variador de velocidad.
Ruido durante el funcionamiento

[69] http://www.monografias.com/trabajos13/reducty/reducty.shtml#ixzz2GbHtMOmy
[70] http://www.baven2000.com/motorredu.html
[71] http://es.scribd.com/doc/48533131/tesis-cesar193

Requiere mantenimiento: control y cambio del lubricante en función de un plan de mantenimiento.

4.2.2.3.3 Selección del sistema de regulación de velocidad

Tabla 4.5 Alternativas de regulación de velocidad[72]

Alternativas	
A1	*Variador de velocidad*
A2	*Reductor de velocidad*

Tabla 4.6 Criterios de selección[72]

Criterio	**Valor óptimo de Xi**	**Justificación**
Costos	9	Posibilidad de adquisición, influye en el costo total del proyecto.
Operación	8	Capacidad, facilidad y seguridad durante las pruebas y ensayos.
Mantenimiento	6	Se requiere que la máquina tenga un funcionamiento continuo, sin paradas prolongadas debidas el mantenimiento.
Vida útil	5	Durabilidad del equipo estimado en 10 años.

Tabla 4.7 Calificación de alternativas en función del criterio[72]

Criterio	**Alternativas**		**Justificación**
	A1	**A2**	
C1	6	4	El variador de velocidad puede ser más barato que todo el conjunto motorreductor.
C2	5	5	El variador de frecuencia ofrece una mayor gama de velocidades de funcionamiento, sin embargo, al haber un cambio tan grande (1800 a 24 rpm) en las velocidades, existe una pérdida significativa torque y por tanto de potencia.

[72] Elaboración propia

C3	4	6	El variador de frecuencia requiere mayor atención debido a sus componentes eléctricos.
C4	4	6	El variador de frecuencia es más propenso a sufrir daños por variaciones en la alimentación eléctrica.

Aplicando la función de criterio se obtienen los siguientes criterios.

Tabla 4.8 Función de criterio[73]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	54	36
C2	8	40	40
C3	6	24	36
C4	5	20	30
Fc=ΣAiXi		138	**142**

Entonces en base a los criterios expuestos anteriormente y la función de criterio se tiene como mejor alternativa a una regulación de velocidad por medio de un motoreductor.

Sin embargo durante el desarrollo del presente proyecto, se decidió usar tanto el motoreductor como el variador de velocidad, las razones por las cuales se tome esta decisión son las siguientes:

Al usar las dos opciones combinadas, tenemos la posibilidad de tener un amplio rango de velocidades de trabajo, con una fácil regulación de velocidad, sin que esto conlleve grandes pérdidas de torque.

Por motivos de seguridad en caso de una falla en el variador, se evita que se eleve bruscamente la velocidad del motor.

4.2.2.4 Sistema de transmisión motoreductor-caja de laminación: giro y potencia

[73] Elaboración Propia

Una vez determinada cual será la fuerza motriz, se procede a determinar cómo transmitir el giro y la potencia a los rodillos. Para esto se tienen tres alternativas en concreto las cuales son:

4.2.2.4.1 Alternativa 1: Sistema de transmisión por bandas o correas

Este tipo de sistema es ideal para transmitir potencia entre dos ejes principalmente cuando se tienen altas velocidades tangenciales combinadas con un reducido torque.

La fuerza se transmite debido al rozamiento que ejerce la banda sobre la polea, por lo que la banda es un componente de suma importancia para este sistema de transmisión de movimiento.

Durante el funcionamiento la banda soportará esfuerzos, los cuales no serán los mismos para ambos tramos de la banda, es decir, el tramo que va de la rueda motriz a la conducida se encuentra flojo, mientras que el otro está totalmente tenso.

Suelen estar fabricadas de caucho resistente al desgaste y reforzadas con cuerdas para mejorar el comportamiento a tracción.

Figura 4.3 Sistema de transmisión por bandas[74]

Para lograr un contacto adecuado entre la banda y polea, se maquina en la polea un canal, al cual se acopla a la banda.

Para el sistema de transmisión con poleas son necesarias dos de ellas: Una polea conductora, la cual se mueve en conjunto con un eje, el cual, a su vez obtiene movimiento de un motor.
Una polea conducida, también acoplada a un eje y que es donde encontraremos la resistencia que hay que vencer.

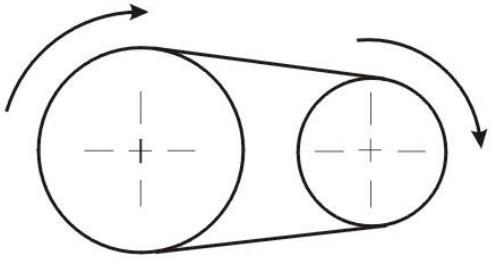


Figura 4.4 Polea conductora y polea conducida[75]

Ventajas

Se tiene un funcionamiento suave y silencioso.
Brinda la opción de conectar el eje conductor con el conducido cuando se encuentran a distancias grandes.
Al soportar una carga límite de presión, puede funcionar como un mecanismo de protección para el equipo, ya que si dicho valor límite es superado se presentará un resbalamiento entre la banda y la polea, lo que a su vez producirá una parada forzada del equipo.
El diseño de este tipo de sistema es relativamente sencillo.
El costo inicial de adquisición o producción es relativamente bajo.

Desventajas

[74] http://e-ducativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/ejem_oleas_focus.jpg
[75] Elaboración propia

Dependiendo del equipo se puede tener dimensiones exteriores demasiados grandes.
La relación de transmisión no es constante debido al deslizamiento elástico entre la banda y la polea.
Se presentan cargas considerables sobre los ejes y apoyos; por consiguiente se tienen pérdidas de potencia debidas a la fricción.
La vida útil de la banda es relativamente corta.

4.2.2.4.2 Alternativa 2: Sistema de transmisión por cadenas

La transmisión por cadena es similar a la transmisión por correa, ya que, también se efectúa entre ejes paralelos, pero en este caso, acoplando los dientes de un piñón con los eslabones de una cadena; la unión entre la cadena y los dientes se realiza sin deslizamiento ya que, engranan uno a uno.

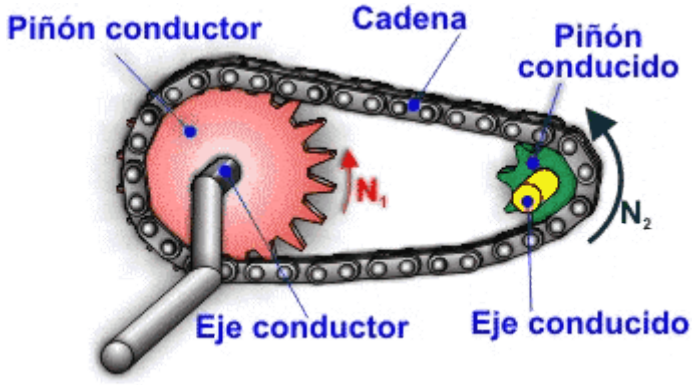


Figura 4.5 Transmisión por cadenas[76]

Este tipo de transmisión es útil cuando se tienen que transmitir grandes potencias con relaciones de transmisión pequeñas.

Las principales características de la transmisión por cadena son una relación de velocidad variable, la cual depende del número de dientes de la rueda, larga duración o vida útil, y la aptitud de impulsar varios ejes de una misma fuente de potencia.

[76] http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/imagenes/ope_ruedentada06.gif

Ventajas

Al estar acoplados uno a uno los dientes del piño con la cadena no existe deslizamiento.

No se requieren diámetros tan grandes como en el caso de las poleas.

No necesita de un pretensado en la cadena a diferencia de las bandas.

La cadena está menos cargada, es decir, con menos esfuerzos de tracción como es el caso de las correas.

Desventajas

Pueden presentar un nivel de ruido considerable, además de ser una posible fuente de vibración.

Tiene un costo mayor en comparación con el sistema banda - polea.

Su montaje es más complejo y requiere más tiempo.

Al tener contacto metal con metal, se debe procurar un mantenimiento más exhaustivo ya que, se deben lubricar cadenas y piñones, de acuerdo con un programa.

4.2.2.4.3 Alternativa 3: Sistema de transmisión por engranajes

Al buscar relaciones de transmisión constantes la opción más indicada son las ruedas de engrane. Esto debido a que, como se requiere que ambas superficies rueden juntas con un movimiento de rodadura pura y en base a la relación de velocidades que se necesite, sirve de base en el diseño de las ruedas dentadas.

Como en el caso de la transmisión por cadenas, la característica fundamental de este sistema es el acoplamiento diente a diente (con lo que se reduce la posibilidad de deslizamiento), de dos ruedas dentadas, una motriz y otra conducida.

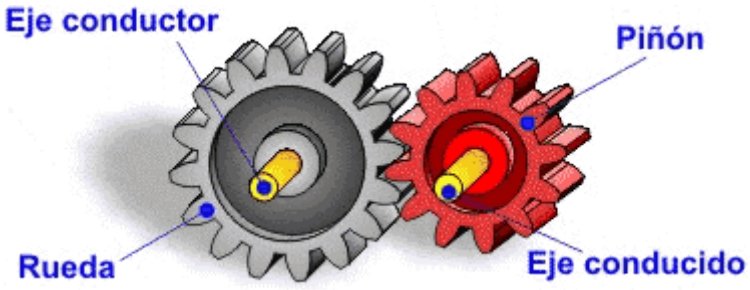


Figura 4.6 Transmisión por engranajes[77]

Ventajas

Mantienen la relación de transmisión constante**.**

Elevado rendimiento.

Bajo mantenimiento

Ocupan espacios más reducidos.

Poca posibilidad de deslizamiento.

Permiten grandes transmisiones de potencia.

Desventajas

Alto costo comparado con la transmisión por cadenas y bandas.

Poca flexibilidad (en caso de que el eje conducido cese de girar por cualquier causa, el conductor también lo hará, lo que puede producir averías en el mecanismo motor o la ruptura de los dientes de los engranajes).

Necesita lubricación (engrase) adecuada para evitar el desgaste prematuro de los dientes y reducir el ruido de funcionamiento.

No pueden transmitir potencia entre distancias grandes entre centros para estos casos se utiliza poleas o cadenas.

[77] http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/imagenes/ope_ruedentada04.gif

4.2.2.4.4 Selección del sistema de transmisión

Una vez establecido el método a utilizarse en la selección de alternativas, ya tenemos las tres alternativas para la transmisión del movimiento.

Tabla 4.9 Alternativas de transmisión de movimiento[78]

Alternativas	
A1	*Transmisión por bandas*
A2	*Transmisión por cadenas*
A3	*Transmisión por engranajes*

Entonces asignamos los criterios, con sus respectivos valores, que vamos a utilizar para la selección.

Tabla 4.10 Criterios a considerar para el sistema de transmisión[78]

Criterio	Valor óptimo de Xi	Justificación
C1: Economía	9	Influye en el costo total de fabricación
C2: Operación	8	Capacidad, facilidad, versatilidad y seguridad durante las pruebas y ensayos.
C3: Facilidad de fabricación	7	Influencia en la parte constructiva del equipo de laminación.
C4: Mantenimiento	5	Se necesita que la máquina mantenga un funcionamiento continuo, sin interrupciones prolongadas debidas al mantenimiento.

Luego procedemos a asignar valores para cada alternativa en base a los requerimientos de cada criterio.

[78] Elaboración propia

Tabla 4.11 Calificación de las alternativas en base al criterio[79]

Criterio	Alternativas			Justificación
	A1	A2	A3	
C1	4,5	3,5	2	La transmisión por bandas es la más económica en comparación con las otras dos.
C2	2	3	5	La transmisión por bandas es la menos segura debido a que puede haber deslizamiento o rotura de las bandas.
C3	4	3,5	2,5	Las bandas-poleas y las cadenas-catarinas son las más sencillas de adquirir.
C4	2	3	5	Los engranajes no requieren de un mantenimiento tan riguroso como las bandas, se tendría continuidad en el funcionamiento del equipo.

Tabla 4.12 Función de criterios[79]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi	A3Xi
C1	9	40,5	31,5	18
C2	8	16	24	40
C3	7	28	24,5	17,5
C4	5	10	15	25
Fc=ΣAiXi		94,5	95	**100,5**

Una vez realizado el cálculo se obtiene que la Función Criterio con mayor valor es Fc=100,5 la cual corresponde a la transmisión por engranajes.

Por lo que la alternativa más adecuada es un sistema de transmisión por engranajes.

4.2.2.5 Sistema de transmisión del motoreductor - caja de laminación: acoplamientos

Considerando que en ocasiones el proceso de laminación se realizará en varias etapas o “pasadas”, será necesario que la luz entre los rodillos se pueda graduar, por

[79] Elaboración propia

lo que al calibrar diferentes aperturas entre los rodillos se debe cuidar que la transmisión del movimiento no se interrumpa.

4.2.2.5.1 Alternativa 1: Por medio de ejes cardán

Debido a la configuración del equipo laminación, se necesita conectar dos ejes los cuales en cierto punto del funcionamiento se encontraran desalineados, por lo que la alternativa más viable es el uso de ejes telescópicos con juntas tipo cardan (juntas homocinéticas).

Para lograr una junta homocinética se montará un par de cardanes, de esta manera la no uniformidad de la primera junta se compensa con la segunda. Además hay que considerar que debido al desplazamiento angular, es necesario un movimiento axial relativo entre los ejes transmisor y transmitido, por lo que es necesario un acoplamiento desplazable que permita el cambio de longitud.

Figura 4.7 Eje con doble junta cardan y acoplamiento deslizable[80]

Ventajas

Capacidad de operar con un alto ángulo de desalineación
Larga vida útil
Necesitan poco mantenimiento
Soportan elevados momentos y elevadas velocidades de funcionamiento
Operan bien incluso con una deficiente lubricación

[80] http://img.directindustry.es/images_di/photo-mg/arboles-telescopicos-junta-cardan-22842-2745849.jpg

Desventajas

Sin el acoplamiento adecuado no permiten desplazamiento axial.

Como se indica al indica en el punto 4.2.2.5.1, debido a la configuración del equipo se opta por ejes telescópicos, cabe mencionar que, este tipo de trasmisión es la más usada a nivel industrial por lo cual, no es necesario mencionar una alternativa adicional.

4.2.2.6 Bastidor

Los diferentes elementos del equipo de laminación necesitarán una base o estructura en donde asentarse y acoplarse, dicha base deberá ser suficientemente rígida y segura, permitiendo un buen comportamiento durante el trabajo.

4.2.2.6.1 Alternativa 1: Fundición

Un bastidor de hierro gris, es una gran opción para el montaje de elementos mecánicos, principalmente debido a que ofrece una reducción considerable de las vibraciones propias del funcionamiento del equipo, gracias a esta disminución de vibraciones el equipo puede llegar a tener una larga vida útil.

Ventajas

Capacidad de absorción de vibraciones durante el funcionamiento.
Facilidad de maquinado de alojamientos o guías.
Más compacto y macizo.
Poco mantenimiento.

Desventajas

Mayor complejidad en el diseño.
Mayor costo de fabricación y maquinado en comparación con una estructura de perfiles.
Más pesado.

4.2.2.6.2 Alternativa 2: Ejes de acero soldados

La alternativa de los ejes de acero, es muy atractiva en cuanto a costos y tiempo de construcción. Sin embargo tiene la desventaja de no absorber tan bien las vibraciones, siendo esto una posible causa para futuros daños en el equipo de laminación.

Ventajas

Costo más bajo

Requiere menos tiempo y esfuerzo para su diseño y construcción.

Estructura más liviana y manejable.

Desventajas

Baja absorción de vibraciones.

Requiere mayor atención en su mantenimiento

Tabla 4.13 Alternativas de construcción para el bastidor[81]

Alternativas	
A1	*Fundición*
A2	*Ejes de acero soldados*

Tabla 4.14 Criterios de selección[81]

Criterio		**Valor óptimo de Xi**	**Justificación**
C1	Costos	9	Se busca el menor costo en fabricación.
C2	Fabricación	8	La construcción del equipo debe ser sencilla y dar seguridad al equipo.
C3	Mantenimiento	5	Funcionamiento continuo y sin interrupciones prolongadas por mantenimiento.

[81] Elaboración propia

Tabla 4.15 Calificación de alternativas de acuerdo al criterio de selección[82]

Criterio	Alternativas		Justificación
	A1	A2	
C1	4	6	Un bastidor de ejes es más barato, debido a que prácticamente no necesita maquinado alguno en comparación con el de fundición.
C2	4	6	El bastidor de fundición requiere un proceso de fabricación más elaborado, lo que involucra más tiempo.
C3	6	4	La estructura de ejes de acero, requiere mayor atención, debido a las soldaduras.

Tabla 4.16 Función de criterio[82]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	36	54
C2	8	32	48
C3	5	30	20
Fc=ΣAiXi		98	**122**

De acuerdo a la función de criterio la alternativa más adecuada es hacer un bastidor con ejes de acero soldados.

4.2.2.7 Cojinetes de apoyo de los rodillos

4.2.2.7.1 Para los rodillos de trabajo

Los cuellos de cada rodillo de trabajo se asentarán en los soportes de las respectivas ampuesas, entonces se hace necesario determinar si en dichas ampuesas se colocarán rodamientos o cojinetes para permitir un giro suave y sin causar desgaste excesivo en los apoyos de los rodillos.

[82] Elaboración propia

4.2.2.7.2 Alternativa 1: Cojinetes de fricción

En las máquinas, los árboles y ejes se encuentran soportados en su movimiento por soportes o cojinetes. Por lo general el soporte está fijo y el árbol gira, por lo que se puede decir que, el objetivo de un cojinete es soportar árboles rotativos y otras partes en movimiento.

En un cojinete de fricción la superficie de ajuste del eje se desliza sobre la del soporte, las superficies que deslizan una sobre otra se llaman superficies de deslizamiento. El ajuste de las piezas debe ser de tal manera que permita un juego suficiente para obtener un giro fácil y un espacio para alojar el lubricante.
Por lo general, el ajuste para los cojinetes de fricción es de 0,001" por cada pulgada de diámetro del eje. Así por ejemplo: Un buje que soporta a un árbol de 4" el diámetro del cojinete será de 4.004".

Los cojinetes se construyen en forma de bujes, que pueden ser enteros o bujes partidos.

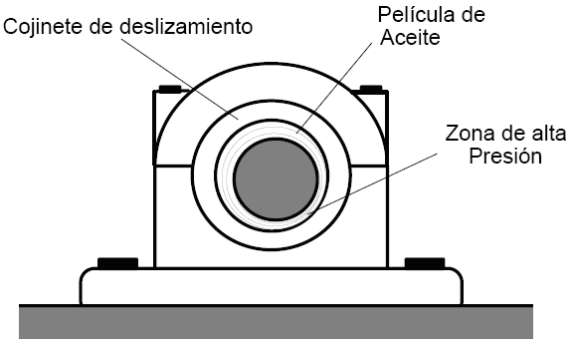


Figura 4.8 Ubicación del cojinete de fricción o deslizamiento[83]

[83] http://mantenimientoindustrial.wikispaces.com/Lubricaci%C3%B3n+en+motores+alternativos+de+gas

Ventajas

Bajo costo.

Marcha tranquila y silenciosa.

Mayor capacidad para soportar sobrecargas e impactos.

Si están bien lubricados pueden durar indefinidamente, en comparación con los rodamientos, que debido a la fatiga, tienen vida limitada.

Las partículas extrañas perjudican menos a un cojinete de fricción que a un rodamiento.

Pueden construirse partidos en dos haciendo posible un montaje y desmontaje radial.

Desventajas

No soportan elevado número de revoluciones, a no ser que la carga que gravita sobre ellos sea mínima.

Solo pueden soportar cargas radiales o axiales, debiéndose usar uno para cada caso.

Se detecta por el ruido el comienzo de una la falla en un rodamiento, en tanto que un cojinete de fricción falla repentinamente y sin aviso previo.

Requiere mayor mantenimiento, lubricación adecuada.

4.2.2.7.3 Alternativa2: Rodamientos

Los rodamientos son diseñados para permitir el giro relativo entre dos piezas, en este caso, se los intercalaría entre los apoyos de los cuellos de los rodillos y sus respectivos soportes.

La característica principal de los rodamientos, es que el rozamiento a causa de la fricción se reemplaza por un rozamiento de rodadura el cual es menor y se debe a la serie de bolas o rodillos del cual se compone el rodamiento. También soportan cargas radiales, axiales o combinaciones de ambas, ofrecen una reducción en el calentamiento y desgaste de los materiales, admiten mayores presiones tanto radiales como axiales y permite mayores velocidades de funcionamiento.

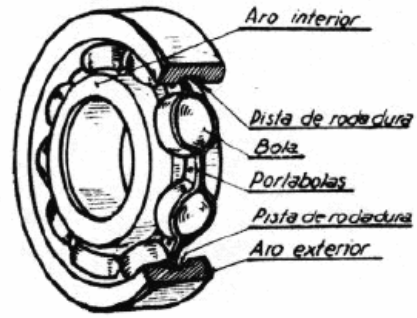


Figura 4.9 Constitución de un rodamiento[84]

Ventajas

Escaso rozamiento, sobre todo en el arranque.

Mayor velocidad admisible.

Soporta cargas combinadas (radiales y axiales).

Menor consumo de lubricante (algunos vienen lubricados de por vida).

Menor temperatura de funcionamiento.

Reducido desgaste durante el funcionamiento.

Facilidad y rapidez de recambio.

Gran capacidad de carga.

Requiere menor mantenimiento lo que implica menor costo.

Desventajas

Precio más elevado.

Montaje más complejo.

Sensible a impactos, sobrecargas, humedad, suciedad.

Produce más ruido en comparación con un cojinete.

[84] http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf

Tabla 4.17 Alternativas para cojinetes de apoyo de rodillos[85]

Alternativas	
A1	Cojinetes
A2	Rodamientos

Tabla 4.18 Criterios para la selección de alternativas[85]

Criterio	Valor óptimo de Xi	Justificación
Costos	9	Importante ya que estos elementos suelen ser reemplazados periódicamente.
Operación	8	Capacidad de soportar las cargas combinadas de laminación.
Mantenimiento	5	Debe permitir un funcionamiento continuo, con intervenciones eventuales.

Tabla 4.19 Valoración de alternativas de acuerdo al criterio[85]

Criterio	Alternativas		Justificación
	A1	A2	
C1	6	4	Los cojinetes de bronce son más económicos que los rodamientos.
C2	6	4	Ya que prácticamente la carga la recibirán los rodillos de apoyo, las reacciones en los apoyos de los rodillos de trabajo no son muy significativas, por lo que sería un desperdicio colocar rodamientos.
C3	3	7	Los rodamientos requieren de menor mantenimiento, en especial lubricación.

[85] Elaboración propia

Tabla 4.20 Función de criterio[86]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	54	36
C2	8	48	32
C3	5	15	35
Fc=ΣAiXi		**117**	103

En conclusión se tiene que la mejor alternativa es el uso de cojinetes.

4.2.2.7.4 Para rodillos de apoyo

Para la selección de los cojinetes que se usaran para los rodillos de apoyo se usarán las mismas alternativas y criterios del punto *4.2.2.7.1*, entonces se tienen las siguientes tablas:

Tabla 4.21 Valoración de alternativas de acuerdo al criterio[86]

Criterio	Alternativas		Justificación
	A1	**A2**	
C1	6	4	Los cojinetes de bronce son más económicos que los rodamientos.
C2	3	7	Dado que en los soportes de los rodillos de apoyo es donde se concentraran las cargas de laminación es necesario usar rodamientos ya que soportan de mejor manera las cargas combinadas.
C3	3	7	Los rodamientos requieren de menor mantenimiento, en especial lubricación.

[86] Elaboración propia

Tabla 4.22 Función de criterio[87]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	54	36
C2	8	24	56
C3	5	15	35
Fc=ΣAiXi		93	**127**

En conclusión se tiene que la mejor alternativa es el uso de rodamientos.

4.2.2.8 Sistema de regulación del calibre entre rodillos

Ya que el objetivo del equipo de laminación es obtener tiras de aluminio de cierto espesor, es necesario un mecanismo que permita el ajuste de la luz entre los rodillos dependiendo del espesor que se desee obtener en el material.

4.2.2.8.1 Tornillos de potencia

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de transmisión, son dispositivos mecánicos que convierten un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo, transmitiendo fuerza y potencia mecánica.

Los tornillos de potencia se usan en dispositivos como prensas de mesa, gatos mecánicos, husillos o ejes de avance de tornos, máquinas herramientas y elementos elevadores.

[87] Elaboración Propia

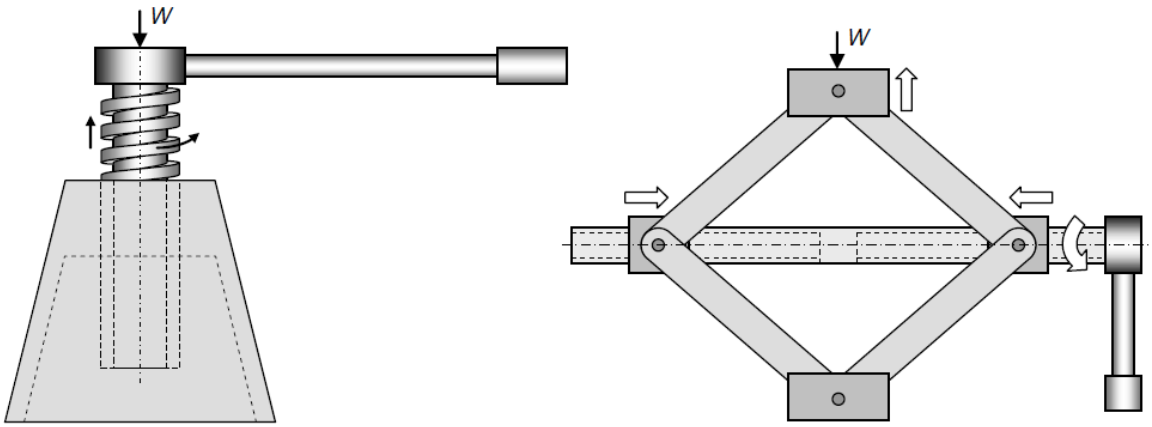


Figura 4.10 Ejemplos de tornillos de potencia (gatos mecánicos de tornillo)[88]

Ventajas

Sencillez en su diseño

Posibilidad de fabricación con gran exactitud

Bajo costo

Desventajas

Elevado rozamiento entre las roscas.

Baja eficiencia en la transmisión.

En base a la información obtenida de libros y catálogos, se tiene que el uso de tornillos de potencia con regulación manual, son los sistemas más utilizados por su facilidad de montaje y versatilidad al momento de laminar, se determina entonces que este es el método más adecuado para calibrar la luz entre rodillos, no siendo necesario contrastar con una alternativa adicional.

[88] http://clubensayos.com/Tecnolog%C3%ADa/Tornillo-De-Potencia/497885.html

4.2.2.9 Rodillos de trabajo y de apoyo

Estos rodillos serán los encargados de deformar al material en este caso el aluminio, con el fin de obtener las tiras.

4.2.2.9.1 Rodillos de acero especial K100 (nomenclatura BOHLER) para herramientas[89]

El K100 es un acero ledeburítico al 12% de cromo, este tipo de acero es fundamentalmente usado para trabajos en frio, entre sus principales aplicaciones se encuentran: Herramientas de corte y estampado, herramientas de virutaje, herramientas de medición, herramientas sin virutaje, herramientas y componentes resistentes al desgaste.

Ventajas

Alta resistencia al desgaste por abrasión
Posibilidad de realizar tratamientos térmicos
Alta dureza

Desventajas

Baja resistencia al desgaste por adhesión
Costo elevado
Maquinabilidad media-baja
Baja soldabilidad

4.2.2.9.2 Rodillos de acero 147 M (nomenclatura IVAN BOHMAN) barra perforada[90]

El 147 M es un acero microaleado con 1,5% de Mn y 0,8% de V, entre sus aplicaciones tenemos: se puede utilizar en la fabricación de bocines, pistas para ejes, columnas de taladros, ejes huecos, ejes estriados huecos y anillos.

[89] http://www.acerosbohler.com/spanish/files/downloads/K100FSp%285%29.pdf
[90] http://centraltrust.net/ivanbohman/productopdf/BARRA%20Perforada.pdf

Ventajas

Maquinabilidad alta

Elevada resistencia a la fatiga

Bajo costo

Facilidad de soldadura

Desventajas

Menor resistencia al desgaste

Menor dureza

Tabla 4.23 Alternativas material para rodillos[91]

Alternativas	
A1	Barras de Acero K100
A2	Barras perforadas de Acero 147 M

Tabla 4.24 Criterios de selección para los rodillos[91]

Criterio	**Valor óptimo de Xi**	**Justificación**
Costos	9	Se busca obtener buenos resultados al menor costo.
Fabricación	8	La fabricación de rodillos de laminación requiere de mayor precisión en cuanto a dimensiones, acabado y materiales.
Operación	6	Continuidad en el trabajo y buenos resultados durante la laminación.
Mantenimiento	5	Brindar un funcionamiento continuo al equipo laminador.

[91] Elaboración propia

Tabla 4.25 Valoración de alternativas para los rodillos[92]

Criterio	Alternativas		Justificación
	A1	A2	
C1	3	7	El costo de las barras perforadas de acero 147 M representa el 20% del costo de las barras de acero K100.
C2	4	6	El acero 147 M presenta una mayor maquinabilidad por lo que representa menor tiempo y facilidad en la fabricación.
C3	6	4	El acero K100 tiene una mejor resistencia al desgaste, por lo que tendría una mayor durabilidad y mejores resultados.
C4	6	4	Al presentar mayor desgaste el acero 147 M necesita un mantenimiento más continuo.

Tabla 4.26 Función de criterio para los rodillos[92]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	27	63
C2	8	32	48
C3	6	36	24
C4	5	30	20
Fc=ΣAiXi		125	**155**

En base a la función de criterio se tiene que la mejor alternativa para elaborar los rodillos es el uso de las barras perforadas de acero 147 M, siendo el factor económico determinante.

Para poder continuar con este punto se necesita determinar que ejes son los más adecuados para colocarlos en las perforaciones de los rodillos. Teniendo como factor principal al económico y buscando que las propiedades de los rodillos sean las adecuadas, se decide utilizar acero de transmisión SAE 1018, el cual además de su bajo costo, le otorgará ductilidad al rodillo.

[92] Elaboración propia

4.2.2.10 Ampuesas (apoyos de los rodillos)

Tanto los rodillos de trabajo como los de apoyo, necesitaran apoyarse en ampuesas con sus respectivos rodamientos, siendo así se contemplan dos posibilidades.

4.2.2.10.1 Alternativa 1: Ampuesas conjuntas

Estas ampuesas soportaran las cargas tanto de los rodillos de trabajo como de los rodillos de apoyo, se necesitaran entonces de cuatro ampuesas conjuntas, las cuales además deberán ser desmontables.

Ventajas

Diseño más simple en comparación con el de ampuesas individuales.
No se requiere elementos adicionales para su funcionamiento.

Desventajas

El desmontaje se complicaría ya que sería necesario retirar los dos rodillos a la vez, lo que dificulta la maniobrabilidad de los mismos.
No se garantiza el contacto entre los rodillos, debido al desgaste la tabla del rodillo o a una mala fabricación o montaje de los mismos.

4.2.2.10.2 Alternativa 2: Ampuesas individuales

A diferencia de las ampuesas conjuntas estas soportarían las cargas de un solo rodillo a la vez, se necesitarían de ocho ampuesas individuales, las cuales también serán desmontables.

Ventajas

Montaje y desmontaje más sencillo.

Se garantiza el contacto entre rodillos.

Desventajas

Diseño más complejo, al necesitar mayor cantidad de elementos.

4.2.2.10.3 Selección de alternativas para las ampuesas

Tabla 4.27 Alternativas para las ampuesas[93]

Alternativas	
A1	Ampuesas conjuntas
A2	Ampuesas individuales

Tabla 4.28 Criterios para la selección de las ampuesas[93]

Criterio	Valor óptimo de Xi	Justificación
Costos	9	Se busca obtener buenos resultados al menor costo.
Fabricación	8	El diseño de las ampuesas presenta cierto grado de dificultad.
Operación	7	Continuidad en el trabajo y buenos resultados durante la laminación.
Mantenimiento	5	Se necesita dar un mantenimiento periódico a los rodillos.

[93] Elaboración propia

Tabla 4.29 Calificación de alternativas para las ampuesas[94]

Criterio	Alternativas		Justificación
	A1	A2	
C1	5,5	4,5	No existe mayor diferencia entre los costos de ambas alternativas.
C2	5,5	4,5	La fabricación de ampuesas conjuntas es un poco menos complicada que las ampuesas individuales.
C3	4	6	Se obtiene un mejor funcionamiento con ampuesas individuales.
C4	4	6	Es más sencillo dar mantenimiento a los rodillos con ampuesas individuales.

Tabla 4.30 Función de criterio para las ampuesas[94]

Criterio	Xi	A1Xi	A2Xi
C1	9	49,5	40,5
C2	8	44	36
C3	7	28	42
C4	5	20	30
Fc=ΣAiXi		141,5	**148,5**

Se concluye en base a la función de criterio que la mejor opción es utilizar ampuesas individuales.

Finalmente en la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos de esta selección de alternativas.

[94] Elaboración Propia

Tabla 4.31 Selección de las alternativas de diseño[95]

Componentes del equipo laminador	**Valor máximo de la Fc**	**Alternativa escogida**	**Descripción**
Accionamiento del equipo	182	A2	Accionamiento mecánico
Regulación de velocidad en los rodillos	142	A1 y A2	Motoreductor y regulador de velocidad
Transmisión motoreductor - caja de laminación	106,5	A2	Transmisión por cadenas
Transmisión giro entre rodillos	131	A1	Engranajes
Bastidor	122	A2	Perfiles soldados
Apoyos de los rodillos de trabajo	117	A1	Cojinetes
Apoyos de los rodillos de apoyo	127	A2	Rodamientos
Regulación de calibre entre rodillos	---	---	Tornillos de potencia
Rodillos de trabajo y apoyo	155	A2	Barras perforadas de acero 117 M
Ampuesas	148,5	A2	Ampuesas individuales

[95] Elaboración propia

CAPÍTULO 5

5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

5.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

Para comenzar el diseño, es necesario partir de valores específicos que influirán directamente en los cálculos, dimensionamiento de los elementos de máquina, selección de materiales y sistemas a emplear, de esta manera, se asegurará que el diseño cumpla con las exigencias necesarias para que se produzca el proceso de laminación.

El presente estudio se limita al equipo de laminación de 4 rodillos para el Laboratorio de Conformado Mecánico cuya caja de laminación se compone de dos rodillos de trabajo y dos rodillos de apoyo cuyo diámetro es mayor que el de los anteriores.

Para el diseño del laminador de cuatro rodillos para el laboratorio se consideran los siguientes parámetros: materiales a laminarse, tipo de laminación, dimensiones las probetas a laminarse, diámetro de los rodillos, y la longitud de los rodillos.

5.1.1 MATERIALES A LAMINARSE

El equipo será diseñado y construido para laminar metales tales como: aluminio, cobre y las aleaciones más comunes como el bronce y el latón.

En la Tabla 3.1 se detalla el valor de K y n de los diferentes materiales que van a servir como referencia para el diseño del equipo.

Para este caso se escogió el aluminio comercial A6061-O utilizado en la industria para la elaboración de barras, alambres, perfiles extruidos, tubos y chapas.

5.1.2 TIPO DE LAMINACIÓN

La laminación puede realizarse tanto en frio como en caliente como se explicó en el Capítulo 3.

Los materiales no ferrosos, al tener mayor ductilidad que los materiales ferrosos, pueden ser laminados en frio partiendo inclusive del estado bruto de colada, por lo cual no es necesario un calentamiento previo del metal para poder ser laminado.

Por lo tanto el equipo de laboratorio que se diseñara será para laminación en frio de los metales no ferrosos mencionados anteriormente.

5.1.3 DIMENSIONES DE LA PROBETA

Para de laminado, en el laboratorio de conformado mecánico, utilizan probetas de aluminio que tengan un ancho de 25 mm y un espesor máximo de 4 mm. Por lo general la longitud de las probetas es de 50 mm.

5.1.4 DIÁMETRO DE LOS RODILLOS[96]

En laminadoras para laboratorio se considera que el diámetro de los rodillos de trabajo pueden variar desde alrededor de 50 mm para equipos de joyero de accionamiento manual, hasta 300 mm de diámetro en las máquinas impulsadas por motor eléctrico.

La selección del diámetro de rodillos de trabajo para los equipos que van a funcionar con motor se limita al rango comprendido entre 50 mm y 150 mm.

[96] IURMAN, L; Introducción al Trabajo Mecánico; Comisión Nacional de Energía Atómica Dto. De Metalurgia; 1ra Ed.; Buenos Aires; 1978

En nuestro caso se va a diseñar una laminadora de cuatro rodillos, en la cual, los rodillos de trabajo deben ser del menor diámetro posible mientras que los rodillos de apoyo deben ser de 1,5 a 2,5 veces mayor que el diámetro de los rodillos de trabajo.[97]

En el Anexo A se muestra especificaciones de un equipo de laminación con 4 rodillos de la empresa Mario Di Maio, el cual usamos como referencia para las dimensiones de los diámetros de cada uno de los rodillos a utilizar, los cuales son: 50 mm para los rodillos de trabajo y 100 mm para los rodillos de apoyo.

5.1.5 LONGITUD DE LOS RODILLOS

Para evitar la flexión de los rodillos por efecto de los elevados esfuerzos de la componente vertical, la longitud de la tabla no debe superar más de 3,5 veces el diámetro.[100]

5.2 DISEÑO DEL EQUIPO DE LAMINACIÓN

El equipo a diseñarse está compuesto por:

1. Motoreductor
2. Sistema de trasmisión de giro y potencia: motor – caja de laminación
3. Sistema de transmisión de giro entre rodillos
4. Bastidor
5. Rodillos de trabajo y de apoyo
6. Sistema de regulación del calibre entre rodillos
7. Ampuesas y cojinetes
8. Bancada
9. Estructura

[97] http://es.scribd.com/doc/133963837/Laminacion2-Mono-2010

5.2.1 PASOS A SEGUIR PARA EL DISEÑO DE LA LAMINADORA

El dimensionamiento de los elementos constitutivos de la máquina sigue el siguiente orden:

- Se determina el coeficiente de resistencia *K* y el exponente de endurecimiento por deformación n del material que se quiere laminar, con estos valores se calcula la fuerza de laminación requerida.
- Se calculan las fuerzas actuantes en los rodillos de trabajo y de apoyo, que son los valores que permiten determinar el torque que requieren los mismos.
- Se dimensionan los ejes que soportan tanto los rodillos de trabajo como los de apoyo.
- Se dimensiona los tornillos de potencia del sistema de regulación de apertura entre rodillos.
- Se realiza el diseño de los demás elementos que constituyen la laminadora como las ampuesas, bocines, rodamientos y pernos de sujeción de todos los elementos que se consideró requieren un análisis de diseño previo, por las cargas que soportan.
- Se calcula la potencia y se selecciona el motoreductor apropiado, para dar movimiento a los rodillos.
- Se diseña el sistema de transmisión (ejes, engranajes, acoplamientos, etc.)
- Con ayuda del programa SAP se diseña la estructura, seleccionando en el mismo los perfiles adecuados.

5.2.2 CALCULO DE LA FUERZA DE LAMINACION.

Antes de empezar con el cálculo de la fuerza de laminación se debe conocer el esfuerzo de fluencia promedio del material que va a ser deformado plásticamente. Para este caso se escogió el aluminio comercial A6061-O utilizado en la industria para la elaboración de barras, alambres, perfiles extruidos, tubos y chapa, cuyos valores de K y n son: K= 205 MPa y n= 0,2

La reducción recomendada para el proceso de laminación es del 10 al 20% del espesor inicial hi. Para este caso haremos la máxima reducción posible. El valor de la deformación ε obtenido mediante la Ec. (3.3) es: $\varepsilon = 0.22$

Reemplazando los valores de K, n y ε en la Ec. (3.2) se obtiene el esfuerzo de fluencia promedio $\bar{\bar{S}}_y = 126.6\ [MPa]$.

Sabiendo que $\bar{S}y = \sigma o(esfuerzo\ de\ fluencia)$, y mediante la Ec. (3.11) se calcula el valor del límite elástico de deformación plástica: $\sigma o' = 145.5[MPa]$

La longitud del arco de contacto entre la tira de aluminio y los rodillos de trabajo L_p se calcula utilizando la Ec. (3.17) y es: $L_p = 4.6\ [mm]$

El ancho de las probetas utilizadas en el laboratorio es de 25 mm. Sin embargo, el ancho máximo de la tira de aluminio *b* se considerara de la mitad de la longitud total de la tabla del rodillo de trabajo, en este caso $b = 75\ [mm]$.

El cálculo de la fuerza de laminación se la obtiene mediante al formula de Ekelund Ec. (3.31). Entonces la fuerza de laminación es: $P = 48700.5\ [N]$

5.2.3 CALCULO DEL TORQUE

El torque requerido para producir el giro de los rodillos se calcula mediante la Ec. (3.36), reemplazando los valores P y a se obtiene $T_L = 179.4\ [Nm]$.

5.2.4 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE LAMINACION

5.2.4.1 Diseño del eje porta rodillo de apoyo

En la Figura 5.1 se muestra una ilustración para tener una idea clara de los elementos que soportara el eje.

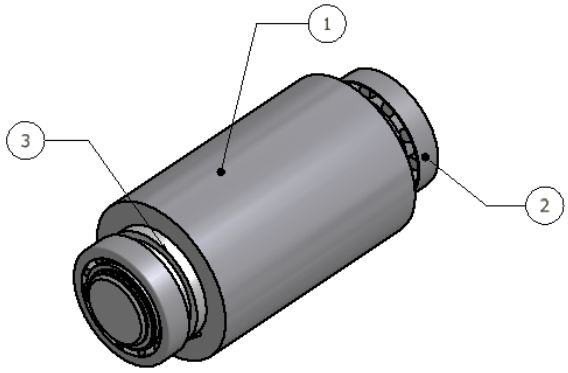


Figura 5.1 Ilustración de eje porta rodillo: 1. Rodillo, 2. Rodamiento, 3. Separador [98]

En la Figura 5.2 se muestra la configuración del eje. Las dimensiones se encuentran en milímetros.

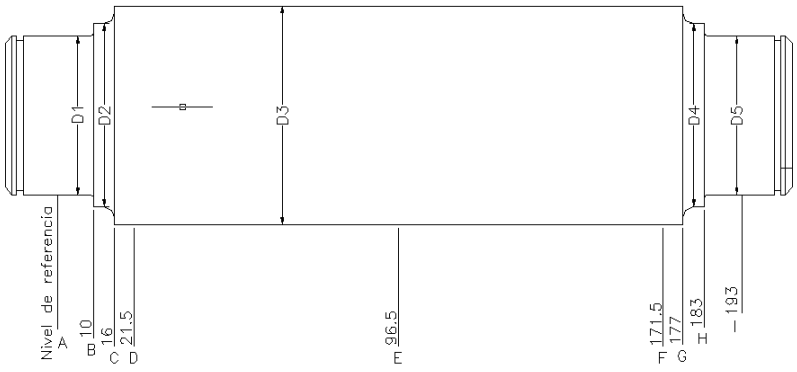


Figura 5.2 Configuración del eje porta rodillo[98]

5.2.4.1.1 Diagrama de cuerpo libre

En la Figura 5.3 se muestran las fuerzas y momentos de torsión que actúan sobre el eje.

[98] Elaboración propia

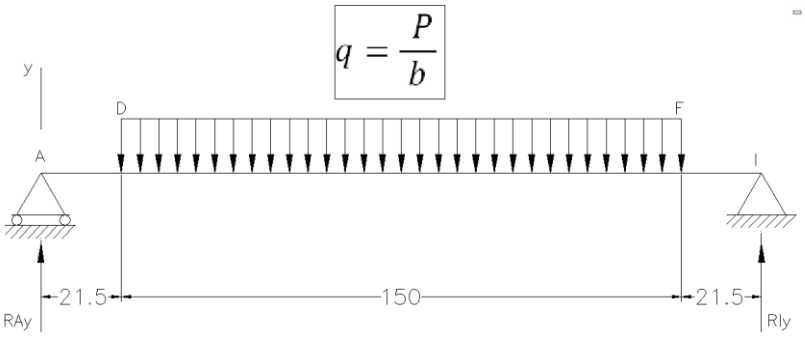


Figura 5.3 Configuración del eje porta rodillo[99]

Dónde RA_y y RD_y son las reacciones generadas en los cojinetes y q es la carga uniforme aplicada sobre el eje porta rodillo.

La carga uniforme se calcula de la siguiente manera y se tiene:

$$q = \frac{P}{b} = 324.67 \left[\frac{N}{mm}\right]$$

5.2.4.1.2 Cálculo de reacciones

A partir de los datos disponibles se puede determinar las reacciones en los apoyos (cojinetes) en el plano *xy*.

$$\sum Fy = 0$$

$RAy = RIy$ por encontrarse la carga en el centro del eje por lo tanto:

$$RAy = RIy = 24350.25\ [N]$$

5.2.4.1.3 Cálculo de fuerza cortante y momento flector

Para calcular la fuerza cortante V y el momento flector M, se ha dividido al eje en 3 tramos.

[99] Elaboración propia

Tramo AD: 0<x<21.5 [mm], donde: $V = RAy$ y $M = RAy\ x$

Tramo DF: 21.5<x<171.5 [mm], donde: $V = 324.67(96.5 - x)$ y $M = 162.3[150x - (x - 21.5)^2]$

Tramo FI: 171.5<x<193 [mm], donde: $V = -RDy$ y $M = RDy\ (193 - x)$

En la Fig. 5.4 se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector que actúan sobre el eje.

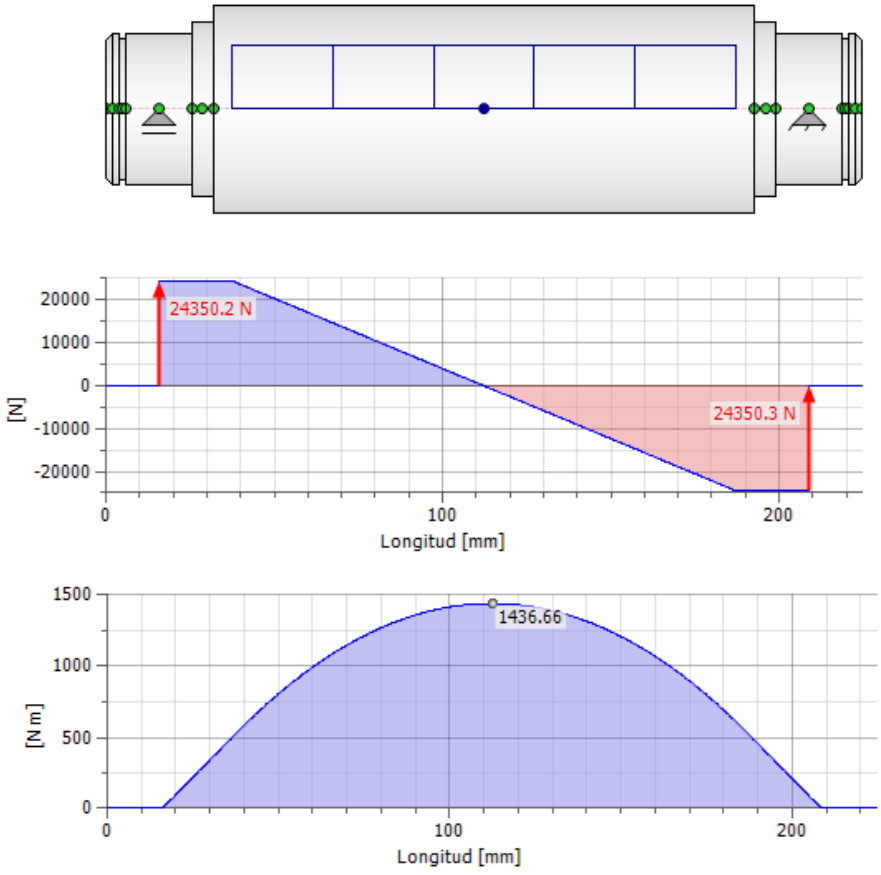


Figura 5.4 Diagrama de fuerza cortante y momento flector[100]

[100] Elaboración propia

5.2.4.1.4 Análisis dinámico

Se analizará los puntos E, G y H, ya que se consideran puntos críticos para el diseño del eje.

Las características del material para los ejes se muestran en la tabla 5.1

Tabla 5.1 Propiedades mecánicas del material del eje[101]

Material	AISI 1045
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	310 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	570 [MPa]

Se escoge este material debido a que presenta buena tenacidad y facilidad para realizar tratamientos térmicos de temple y revenido, es aplicable para elementos simples de máquina, presenta una dureza de 200 HB (Dureza Brinell).

a) Análisis de punto E

En la figura 5.2 se muestra la distancia a la que se encuentra el punto E, que es 96.5 mm, utilizando la ecuación del tramo DF para calcular el momento en esta posición se tiene: $M = M_a = 1436355[N\,mm]$ y $M_m = 0$

a.1) Diseño por resistencia a la fatiga

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se usa la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \qquad \text{(Ec. 5.1)}^{102}$$

Dónde:

S_e=límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
S'_e= límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

[101] Elaboración propia
[102] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 279

k_a= factor de modificación de la condición superficial

k_b=Factor de modificación del tamaño

k_c=Factor de modificación de la carga

k_d=Factor de modificación de la temperatura

k_e=Factor de confiabilidad

k_f=Factor de modificación de efectos varios

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria como:

$$S'_e = 0.5S_{ut} \qquad \text{(Ec. 5.2)}^{103}$$

$$S'_e = 285\ [MPa]$$

Factor de modificación de la condición superficial k_a

$$k_a = aS_{ut}^b \qquad \text{(Ec. 5.3)}^{104}$$

De acuerdo a la Figura B-1 del Anexo B, para maquinado se tiene los siguientes valores de a y b: $a = 4.51$ y $b = -0.265$, reemplazando en la Ec. (5.3), se tiene:

$$k_a = 0.9$$

Factor de modificación de tamaño k_b

Para encontrar el valor de k_b se asume que el diámetro es: *d*= 62 [mm]

Para diámetros de $51 \leq d \leq 254\ mm$ se tiene que $k_b = 1.51d^{-0.157}$ (Ec. 5.4)[105]

Entonces reemplazando *d* se obtiene que: $k_b = 0.8$

[103] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México pág. 274
[104] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México pág. 279
[105] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México págs. 280-285

Factor de modificación de carga k_c[109]

Para carga de flexión, se tiene: $k_c = 1$

Factor de modificación de la temperatura k_d [109]

Se asume que: $k_d = 1$

Factor de confiabilidad k_e [109]

Para una confiabilidad de 50%, se tiene: $k_e = 1$

Factor de efectos diversos k_f[106]

Se asume que: $k_f = 1$

Reemplazando estos valores en la Ec. (5.1) se tiene: $S_e = 207.8\ [MPa]$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \qquad \text{(Ec. 5.5)}^{107}$$

Dónde:

K_f= Factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión

q= sensibilidad de la muesca

K_t= Factor de concentración de esfuerzos por flexión

Para cuñero fresado, se tiene: $K_t = 2$

De la Figura B-4 del Anexo B, se determina:

[106] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 285

[107] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 287

$$q = 0.6 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r \approx 0.8\ [mm] \end{cases}$$

Reemplazando valores se obtiene que $K_f = 1.6$

a.2) Esfuerzo de flexión

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}\ ;\ \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \qquad \text{(Ec. 5.6)}^{108}$$

Dónde:

σ_a= Esfuerzo de flexión alternante

σ_m= Esfuerzo de flexión medio

K_f= Factor de concentración de esfuerzos por flexión= 1.6

M_a=Momento flexionante alternante= $1436355\ [N\ mm]$

M_m=Momento flexionante medio= 0

d= Diámetro del eje= 62 [mm]

Reemplazando estos valores se tiene: $\sigma_a = 98.22\ [MPa]$ y $\sigma_m = 0$

a.3) Esfuerzos de Von Mises

Para el análisis, se combinan los esfuerzos alternantes y medios respectivamente.

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \sigma_a \qquad \text{(Ec. 5.7)}^{111}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = 0 \qquad \text{(Ec. 5.8)}^{111}$$

Reemplazando valores se tiene: $\sigma'_a = 98.22\ [MPa]$ y $\sigma'_m = 0$

[108] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; págs. 355-356

a.4) Factor de Seguridad n_f

De acuerdo al criterio de Goodman se tiene que el factor de seguridad a fatiga es:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \qquad \text{(Ec. 5.9)}^{109}$$

Entonces se tiene que el factor de seguridad es $n_f = 2.1$

b) Análisis de punto G

En la figura 5.2 se muestra la distancia a la que se encuentra el punto G, que es 177 mm, utilizando la ecuación del tramo FI para calcular el momento en esta posición, se tiene: $M = M_a = 389604[N\ mm]$ y $M_m = 0$

b.1) Diseño por resistencia a la fatiga

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se usan los siguientes valores:

$S'_e = 285\ [MPa]$, $k_a = 0.9$, $k_b = 0.81$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 1$, $k_f = 1$

Entonces: $S_e = 208.4\ [MPa]$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión K_f

Para calcular K_f se utiliza la Ec. 5.5, con los siguientes valores:

$$\frac{D}{d} = \frac{62}{52} = 1.19; \qquad \frac{r}{d} = \frac{1}{52} = 0.02$$

Con estos valores, de la Figura B-26 del Anexo B, se determina: $K_t = 2.4$

[109] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 299

Y con: $q = 0.7 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 1\ [mm] \end{cases}$

Se obtiene: $K_f = 1.98$

b.2) Esfuerzo de flexión

Para calcular el esfuerzo de flexión σ_a se utilizará la Ec. 5.6, con los siguientes valores: K_f= 1.98, M_a= $389604\ [N\ mm]$, M_m= 0, d= 52 [mm]

Se obtiene: $\sigma_a = 75.45\ [MPa]$ y $\sigma_m = 0$

b.3) Esfuerzos de Von Mises

Para el análisis, se utilizaran las ecuaciones Ec. 5.7 y Ec. 5.8, de las cuales se obtiene: $\sigma'_a = 55.9\ [MPa]$ y $\sigma'_m = 0$

b.4) Factor de Seguridad n_f

De acuerdo a la Ec. 5.9 del criterio de Goodman se tiene que el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 3.7$

c) Análisis de punto crítico H

En la figura 5.2 se muestra la distancia a la que se encuentra el punto H, que es 183 [mm], utilizando la ecuación del tramo FI para calcular el momento en esta posición, se tiene: $M = M_a = 328778[N\ mm]$ y $M_m = 0$

c.1) Diseño por resistencia a la fatiga

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se usa la Ec. 5.1, y con los siguientes valores: $S'_e = 220\ [MPa]$, $k_a = 0.9$, $k_b = 0.83$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 1$, $k_f = 1$

Entonces se obtiene el límite de resistencia a la fatiga el cual es: $S_e = 211.65\ [MPa]$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión K_f

Para calcular K_f se utiliza la Ec. 5.5, con los siguientes valores:

$$\frac{D}{d} = \frac{52}{45} = 1.16; \qquad \frac{r}{d} = \frac{3}{45} = 0.022$$

Con estos valores, de la Figura B-26 del Anexo B, se determina: $K_t = 2.2$

Y con: $q = 0.7 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 1\ [mm] \end{cases}$ Se obtiene: $K_f = 1.84$

c.2) Esfuerzo de flexión

Para calcular el esfuerzo de flexión σ_a se utilizará la Ec. 5.6, con los siguientes valores: K_f= 1.84; M_a= 243502.5 $[N\ mm]$; M_m= 0; d= 45 [mm]

Entonces se obtiene: $\sigma_a = 67.62\ [MPa]$ y $\sigma_m = 0$

c.3) Esfuerzos de Von Mises

Para el análisis, se utilizaran las ecuaciones Ec. 5.7 y Ec. 5.8, de las cuales se obtiene: $\sigma'_a = 50.1\ [MPa]$ y $\sigma'_m = 0$

c.4) Factor de Seguridad n_f

De acuerdo a la Ec. 5.9 del criterio de Goodman se tiene que el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 4.2$

Los diámetros obtenidos son los siguientes:

$$D_1 = D_5 = 45\ [mm]$$
$$D_2 = D_4 = 52\ [mm]$$
$$D_3 = 62\ [mm]$$

5.2.4.2 Resistencia superficial de los rodillos de trabajo y apoyo

Los rodillos de apoyo son los que están en contacto con la tabla del rodillo de trabajo.

5.2.4.2.1 Resistencia por fatiga superficial

El esfuerzo de compresión en la superficie $\boldsymbol{\sigma_c}$ se determina mediante la ecuación:

$$\sigma_c = C_p\sqrt{\frac{F}{l}\left(\frac{1}{r_1}+\frac{1}{r_2}\right)} \qquad \text{(Ec. 5.10)}^{110}$$

Dónde:

F= fuerza de contacto
l= longitud de los cilindros
r= radio del cilindro
C_p= Coeficiente elástico

De acuerdo a la Figura B-20, del Anexo B se tiene: $C_p = 191\sqrt{MPa}$

Reemplazando los valores respectivos en la Ec. 5.10, se tiene: $\sigma_c = 827$ [MPa]

Para el cálculo del factor de seguridad, se tiene:

$$n = \frac{S_c^2}{\sigma_c^2} \qquad \text{(Ec. 5.11)}^{110}$$

Donde el esfuerzo de contacto permisible S_c a 10^8 ciclos se calcula:

$$S_c = 2.76H_B - 70 \text{ [MPa]} \qquad \text{(Ec. 5.12)}^{110}$$

[110] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 321

Reemplazando la ecuación (Ec. 5.11) en la ecuación (Ec. 5.12) y despejando el valor de la dureza H_B, se tiene:

Para un factor de seguridad $n = 2$ se tiene una dureza igual a: $H_B = 449$

Para los rodillos de apoyo y trabajo se empleará barras perforadas cuyas propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2 Propiedades mecánicas del rodillo de apoyo[111]

Material	DIN 20MnV6 [147M]
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	450-480 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	620-770 [MPa]
Dureza [HB]	170-220

Se escoge esta material debido a su elevada y uniforme capacidad de maquinado, así como su alta resistencia a la fatiga y a pesar de su alta resistencia este puede ser mecanizado y soldado fácilmente con soldadura AWS E7018, además posee propiedades uniformes de tratamiento térmico por lo que puede ser cementado, templado y sometido a revenido.

Esto último es importante, ya que como podemos observar la dureza del material es menor a la requerida por lo que es necesario realizar un tratamiento térmico superficial para aumentar esta.

De acuerdo al Anexo E mediante tratamiento térmico se puede obtener durezas de 58 a 60 HCR.

[111] Elaboración propia

5.2.4.3 Diseño del eje porta rodillo de trabajo

En la Fig. 5.5 se muestra una ilustración para tener una idea clara de los elementos que soportara el eje.

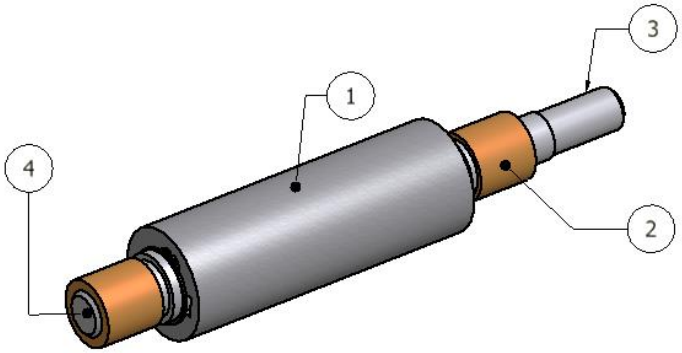


Figura 5.5 Ilustración de eje porta rodillo: 1. Rodillo, 2. Cojinete, 3. Montaje para transmisión de potencia, 4. Eje porta-rodillo.[112]

En la Fig. 5.6 se muestra la configuración del eje. Las dimensiones se encuentran en milímetros.

Figura 5.6 Configuración del eje porta rodillo[112]

5.2.4.3.1 Consideraciones para el diseño del eje

Debido a que el rodillo de trabajo se encuentra entre el material deformado y el rodillo de apoyo, y además, los apoyos del eje se encuentran acoplados a ampuesas

[112] Elaboración propia

móviles, toda la carga se aplica directamente a los rodillos de apoyo. Por lo tanto, el eje que soporta al rodillo de trabajo será analizado únicamente para esfuerzos de torsión.

El torque aplicado al eje se calcula de la siguiente manera: $T = \frac{T_L}{2}$

Dónde: T_L = 179.4 [Nm]

Entonces se tiene: $T = 89.7\ [Nm] = \ 89700\ [Nmm]$

5.2.4.3.2 Análisis dinámico

Las características del material para los ejes se muestran en la tabla 5.3

Tabla 5.3 Propiedades mecánicas del material del eje[113]

Material	AISI 1018
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	370 [MPa]
Resistencia última a la tensión [Sut]	400 [MPa]

Se escoge este material debido a que se aplica para trabajos con cargas mecánicas no muy severas, presenta alta tenacidad, facilidad de cementación con buena profundidad de penetración y una excelente soldabilidad

Factor de concentración de esfuerzos por torsión K_{fs}

Para el cálculo de este factor básicamente se utiliza la Ec. (5.5)

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Para cuñero fresado, se tiene: $K_{ts} = 2$

[113] Elaboración propia

Y de la Figura B-3 del ANEXO B, se determina: $q_{cortante} = 0.5 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.05\ [mm] \end{cases}$

Entonces el factor de concentración de esfuerzos es: $K_{fs} = 1.5$

Esfuerzo de torsión

En base a la Ec. 5.6 se obtiene: $\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3}$; $\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$

Reemplazando los siguientes valores:

K_{fs}= 1.5; d= 22 [mm]; $T = T_m = 89700\ [Nmm]$; $T_a = 0$

Se tiene: $\tau_a = 0$ y $\tau_m = 64.36\ [MPa]$

Esfuerzos de Von Mises

De las ecuaciones Ec. 5.7 y Ec. 5.8 se tiene: $\sigma'_a = 0$ y $\sigma'_m = 111.48\ [MPa]$

Factor de Seguridad n_f

De acuerdo a la ecuación 5.9 se tiene que el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 3.9$

De acuerdo a este diámetro se estima los demás diámetros.

$$D_6 = 22\ [mm]$$
$$D_1 = D_5 = 25\ [mm]$$
$$D_2 = D_4 = 29\ [mm]$$
$$D_3 = 33\ [mm]$$

5.2.5 DISEÑO DE LENGUETAS PARA LOS RODILLOS DE TRABAJO

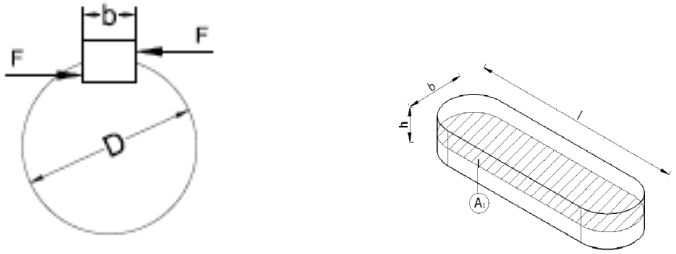
5.2.5.1 Lengüeta para acople de rodillo - eje

En la figura B-28 del Anexo B se muestran dimensiones recomendadas para lengüetas en función del diámetro del eje. Para un eje de diámetro 33 [mm] se tiene las siguientes dimensiones: b= 10 [mm]; h= 8 [mm]

Las características del material para las lengüetas se muestran en la tabla 5.4

Tabla 5.4 Propiedades mecánicas del material de la lengüeta[114]

Material	ASTM A-36
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	250 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	400-500 [MPa]



a) b)

Figura 5.7 a) Fuerzas que actúan sobre la lengüeta. b) Área transversal de la lengüeta[117]

El par de torsión es: $T = 89700\ [Nmm]$

La fuerza F en la superficie del eje es:

[114] Elaboración propia

$$F = \frac{2T}{D} \qquad \text{(Ec.5.13)}^{115}$$

Dónde: $D = D_3 = 33\ [mm]$

Entonces: $F = 5436.36\ [N]$

Mediante la teoría de energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 144.25\ [MPa]$$

La falla por cortante a lo largo del área Ai creara un esfuerzo:

$$\tau = \frac{F}{A_i} \qquad \text{(Ec.5.14)}^{118}$$

Dónde:

$$A_i = bl$$

Sustituyendo τ por la resistencia dividida para el factor de seguridad, se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{bl}$$

Empleando un factor de seguridad $n = 2$, se tiene: $l = 7.5\ [mm]$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la lengüeta:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{bl/2}$$

Empleando un factor de seguridad $n = 2$, se tiene: $l = 8.7\ [mm]$

[115] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 383

Por estabilidad, la longitud de la lengüeta será mucho mayor al valor obtenido. La longitud será: $l = 100\ [mm]$

5.2.5.2 Lengüeta para acople con sistema de transmisión

En la figura B-28 del Anexo B se muestran dimensiones recomendadas para lengüetas en función del diámetro del eje. Para un eje de diámetro 22 [mm] se tiene las siguientes dimensiones: b = 6 [mm]; h = 6 [mm]

Las características del material para las lengüetas se muestran en la tabla 5.4

En base a la ecuación Ec. 5.13 y reemplazando los siguientes valores:

$$T = 89700\ [Nmm];\ D = D_3 = 22\ [mm]$$

Se tiene: $$F = 8154.54\ [N]$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 144.25\ [MPa]$$

Según la Ec. 5.14 y empleando un factor de seguridad $n = 2$, se tiene

$$l = 28.44\ [mm]$$

Para resistir el aplastamiento con factor de seguridad $n = 2$, se tiene

$$l = 32.8\ \approx 33[mm]$$

La longitud obtenida será la utilizada para la dimensión de la lengüeta.

5.2.6 SELECCIÓN DE COJINETES DE FRICCIÓN

Ya que se asume que no existen cargas en los apoyos de los rodillos de trabajo debido a que las ampuesas son móviles y toda la carga de laminación se transmite a los rodillos de apoyo, se selecciona los cojinetes que permitan una libre rotación del

eje, además de poderse acoplar al espacio reducido que se tiene para este propósito.

Las características del material para los cojinetes se muestran en la tabla 5.5

Tabla 5.5 Propiedades mecánicas del material de los cojinetes[116]

Material	Bronce SAE 40
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	117 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	255 [MPa]

Se escoge este material ya que es excelente con aplicaciones de carga ligeras y velocidades bajas, por ejemplo bocines para cargas livianas con buena lubricación.

5.2.7 SELECION DE RODAMIENTO DE RODILLOS CONICOS[117]

Los cojinetes soportaran la carga generada por la deformación del metal a laminarse.

$$F_r = 24350.25\ [N]$$

Dónde:

F_r= Carga de empuje radial

Un cojinete de rodillos cónicos soporta cargas radiales y de empuje (axiales), o cualquier combinación de las dos. Sin embargo, aun cuando no esté presente una carga de empuje externa, la carga radial inducirá una reacción de empuje dentro del cojinete, debido a la conicidad.

[116] Elaboración propia

[117] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; págs. 571 - 578

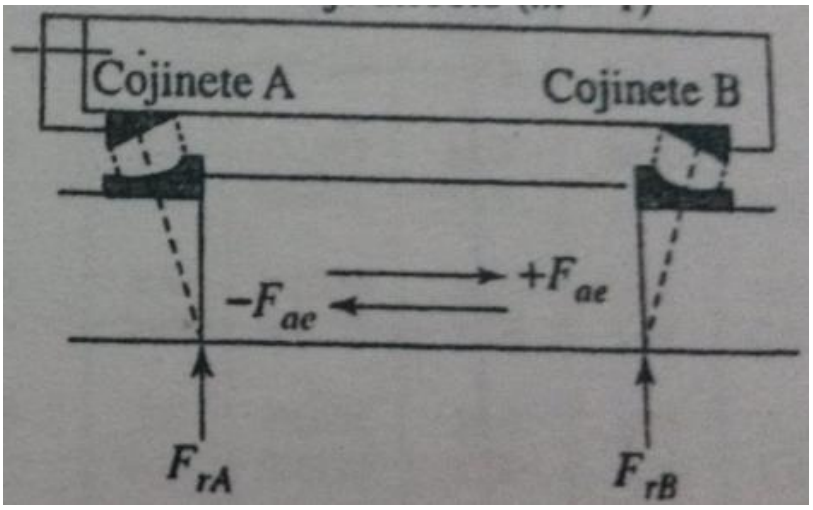


Figura 5.8 Rodamiento de rodillos cónicos[118]

De acuerdo a la Figura B-16 del Anexo B, para montaje directo de rodamientos la carga de empuje inducida por una carga radial es:

$$F_{aA} = F_{aI} = \frac{0.47F_r}{K}$$

El factor K es la relación de la clasificación de carga radial respecto de la clasificación de carga de empuje. El factor K puede aproximarse con 1.5 para un cojinete radial y 0,75 para un cojinete de ángulo agudo.

Reemplazando valores se tiene: $F_{aA} = F_{aI} = 7629.7[N]$

Para la carga radial equivalente dinámica se tiene:

$$P_A = 0.4F_{rA} + K_A F_{aA}$$

$$P_I = F_{rI}$$

Reemplazando valores se tiene: $P_A = 21184.65\ [N]$; $P_I = 24350.25\ [N]$

[118] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México

La duración de vida nominal en horas es:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{1000000}{60n}$$

Dónde:

L_h= duración de vida nominal

C= Capacidad de carga dinámica

P= Carga radial equivalente

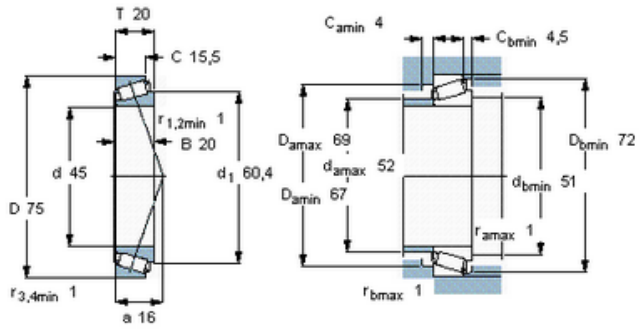
p= exponente de duración de vida= 10/3

n= Velocidad de rotación= 24 [rpm]

Del anexo B se estima una vida de 8000 horas. Reemplazando valores se tiene que la capacidad de carga dinámica es: $C_A = 44.1\ [KN]$; $C_I = 50.7\ [KN]$

Con estos valores se escoge el tipo de rodamiento con una capacidad de carga igual o mayor que la calculada.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	T	C	C_0			* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
45	75	20	58,3	80	6300	8500	32009 X/Q



Factores de cálculo
e 0,4
Y 1,5
Y_0 0,8

Figura 5.9 Rodamiento de rodillos cónicos seleccionado[119]

[119] http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row/index.html?prodid=1310002009&imperial=false

5.2.8 DISEÑO DE LAS AMPUESAS PARA LOS RODILLOS DE APOYO

De la selección de los rodamientos para los rodillos de apoyo se tienen las medidas de referencia para el diseño de las ampuesas.

Las características del material para las ampuesas se muestran en la tabla 5.6

Tabla 5.6 Propiedades mecánicas del material del eje[120]

Material	ASTM A-36
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	250 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	400-500 [MPa]

La carga que se transmite por los apoyos de los rodillos produce un esfuerzo:

$$\sigma = \frac{F}{Dc}$$

Dónde:

F = carga transmitida = 32877.8 [N]

d = diámetro exterior del rodamiento o interior de la ampuesa = 75 [mm]

c = ancho de la cara en contacto con la ampuesa = 15 [mm]

Reemplazando valores, se tiene: $\sigma = 21.64\ [MPa]$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220}{21.64} = 10.16$$

[120] Elaboración propia

5.2.9 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA[121]

Los tornillos de potencia permitirán la regulación de la separación que existe entre los rodillos de trabajo inferior y superior. Además, soportaran la fuerza trasmitida por los apoyos.

5.2.9.1 Material del tornillo

El tornillo de potencia es diseñado con acero AISI 4140 con las propiedades que se presentan en la Tabla 5.7

Tabla 5.7 Propiedades mecánicas del material del tornillo de potencia[122]

Material	AISI 4140
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	690 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	900-1050 a]

Se opta por este material debido a que tiene alta aplicación en elementos de maquinaria como engranajes, tornillería de alta resistencia y ejes de reductores, además se le puede aplicar diferentes tratamientos térmicos, entre ellos, recocido blando, alivio de tensiones, temple, revenido y nitruración.

5.2.9.2 Selección de la rosca

La rosca será de tipo cuadrada de filete sencillo (n=1).

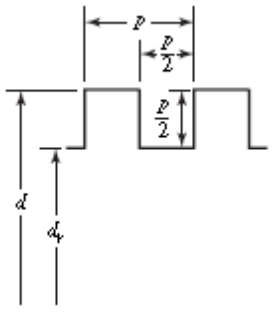


Figura 5.10 Rosca tipo cuadrada[123]

[121] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; págs. 400 - 405
[122] Elaboración propia
[123] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 399

De la Tabla del Anexo B se elige el diámetro de la rosca y el respectivo paso. Con los valores escogidos se calcula las dimensiones de la rosca mostrados en la Tabla 5.8

Tabla 5.8 Dimensiones de la rosca[124]

Diámetro mayor nominal d	30 [mm]
Paso p	3.5 [mm]
Numero de entradas n	1
Diámetro de raíz $d_r = d - p$	26.5 [mm]
Diametro medio $d_m = d - p/2$	28.25 [mm]
Avance $l = np$	3.5 [mm]

5.2.9.3 Condición de auto-bloqueo

La condición de auto-bloqueo es: $f > \tan\lambda$

Dónde: $\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m}$

Utilizando la Figura B-7 del Anexo B, se establece que el coeficiente de fricción entre la rosca y la tuerca. Si ambos elementos son de acero y lubricados con aceite de máquina, se tiene: $f = 0.14$

Reemplazando los valores en las ecuaciones anteriores se tiene: $tan\,\lambda = 0.039$

$$0.14 > 0.039$$

Por lo tanto se concluye que la rosca es auto-bloqueante

[124] Elaboración propia

5.2.9.4 Diseño estático

Los tornillos de potencia tienen como función fijar en cierta posición los rodillos de laminación, sin que estos se deslicen debido a la carga transmitida a los apoyos en el proceso de laminación.

En este sentido se asume que estos elementos están sometidos únicamente a cargas estáticas, por lo tanto, el criterio de diseño estático es suficiente para su dimensionamiento.

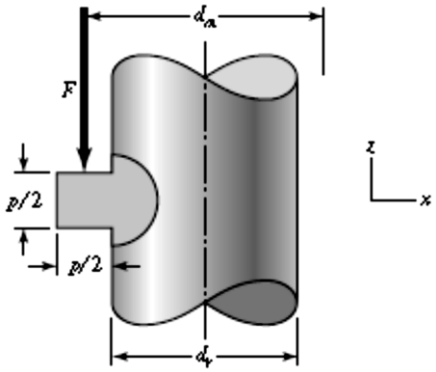


Figura 5.11 Geometría de rosca cuadrada útil para calcular los esfuerzos flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca[125]

El torque T generado por la carga axial, debido a la carga transmitida F a los apoyos en el proceso de laminación, es:

$$T = \frac{F d_m}{2}\left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l}\right)$$

Donde

F = carga axial que actúa sobre el tornillo= 24350.25 [N]

d_m = diámetro medio=28.25 [mm]

l = avance= 3.5 [mm]

f = coeficiente de fricción de la tuerca= 0.14

[125] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; págs. 404

Reemplazando estos valores se tiene: $T = 34394.7[Nmm]$

El esfuerzo cortante en el cuerpo τ en el exterior del tornillo es:

$$\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$$

Reemplazando los valores respectivos, se tiene que: $\tau_{yz} = 9.41\ [MPa]$

El esfuerzo axial normal es:

$$\sigma_z = -\frac{4F}{\pi d_r^2}$$

El signo negativo indica compresión.

Reemplazando los valores respectivos, se tiene que: $\sigma_z = -44.1\ [MPa]$

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca con una rosca es:

$$\sigma_x = \frac{6F}{\pi d_r n_t p}$$

Dónde:

n_t= número de roscas en contacto
p= paso

Al sustituir 0.38F por F y haciendo n_t igual a 1, se obtendrá el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca-tuerca.

Reemplazando los valores respectivos, se tiene que: $\sigma_x = 190.53\ [MPa]$

Para determinar el esfuerzo equivalente según la teoría de la energía de la distorsión, se emplea:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6({\tau_{xy}}^2 + {\tau_{yz}}^2 + {\tau_{zx}}^2)\right]^{\frac{1}{2}}$$

Dónde:

$$\sigma_x = 190.53\ [MPa];\ \sigma_z = -44.1\ [MPa];\ \tau_{yz} = 9.4\ [MPa];\ \sigma_y = \tau_{xy} = \tau_{zx} = 0$$

Reemplazando estos valores en la ecuación anterior se tiene que: $\sigma' = 216.6\ [MPa]$

Calculando el factor de seguridad, se tiene: $n = 3.2$

5.2.10 DISEÑO DE RESORTES DE COMPRESIÓN

Los resortes serán utilizados para soportar el peso del conjunto del rodillo de trabajo, rodillo de apoyo superior y parte del peso total del eje del sistema de transmisión.

De acuerdo al espacio disponible para la colocación de los resortes de compresión, se parte de los siguientes datos:

Tabla 5.9 Dimensiones de resorte[126]

Diámetro del alambre d	3.2 [mm]
Diámetro medio D	40 [mm]
Diámetro exterior D_e	43.2 [mm]
Diámetro interior D_i	36.8 [mm]
Longitud libre L_o	82 [mm]
Numero de espiras activas N_a	5.5

[126] Elaboración propia

5.2.10.1 Material del resorte

Uno de los materiales más comunes para resortes es el alambre de piano. De la Figura B-12 del Anexo B se tiene las siguientes propiedades:

Tabla 5.10 Propiedades mecánicas y constantes para estimar la resistencia mínima del alambre de piano[127]

Material	ASTM A-228
Módulo de elasticidad en cortante G	81.7 [GPa]
Módulo de elasticidad en tensión E	200 [GPa]
Constante A	2211 [MPa mm]
Constante m	0.145

Debido a la función que cumplen los resortes, se considera únicamente el diseño estático para comprobar la resistencia de estos a la carga aplicada.

5.2.10.2 Determinación de la escala del resorte k

La escala del resorte se calcula de la siguiente manera:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

Reemplazando valores, se tiene: $k = 3\left[\frac{N}{mm}\right]$

5.2.10.3 Determinación de la longitud sólida L_s

A partir de la Figura B-11 del Anexo B, se tiene que, la longitud solida L_o es:

$$L_s = d(N_t + 1)$$

[127] Elaboración propia

Donde N_t es el número de espirales totales. Para este caso este valor es igual a:

$$N_t = N_a + 2$$

$$N_t = 7.5$$

Reemplazando valores, se tiene: $L_s = 27.2\ [mm]$

5.2.10.4 Determinación de la fuerza a la longitud solida F_s

Cuando el resorte se comprime sólido, su fuerza F_s es:

$$F_s = k y_s$$

Donde y_s es la deflexión ocasionada por la carga evaluada y su valor es:

$$y_s = L_o - L_s$$

$$y_s = 82 - 27.2 = 54.8\ [mm]$$

Reemplazando estos valores, se tiene: $F_s = 166.71[N]$

5.2.10.5 Determinación del esfuerzo cortante en la longitud solida

El esfuerzo cortante en la longitud sólida es:

$$\tau_s = K_B \frac{8F_s D}{\pi d^3}$$

El valor del factor de la constante K_B se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

Donde el índice del resorte C es: $C = \frac{D}{d} = \frac{40}{3.2} = 12.5$

Reemplazando este valor se tiene: $K_s = 1.11$

De acuerdo a esto, se tiene que el esfuerzo cortante es: $\tau_s = 573.4\ [MPa]$

5.2.10.6 Determinación del esfuerzo permisible S_{sy}

Para calcular el valor del esfuerzo permisible, se tiene que: $S_{sy} = 0.45 S_{ut}$

Donde, el valor de la resistencia de la resistencia a la tensión S_{ut} se calcula mediante la ecuación: $S_{ut} = \frac{A}{d^m}$

Utilizando los valores de la tabla 5.7, se tiene: $S_{ut} = 1867.85\ [MPa]$

Por lo tanto, S_{sy} es: $S_{sy} = 840.5$

5.2.10.7 Factor de seguridad n_s

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_s} = 1.47$$

Debido a que el valor del factor de seguridad es $n_s \geq 1.2$ se acepta las dimensiones y el material seleccionado.

El resorte se comprimirá: $y = 42\ [mm]$

Por lo tanto: $F = 3 \times 42 = 126\ [N]$

La condición para que el resorte cumpla bien su función es: $F \geq W$

Donde W es la carga mayor que tiene que soportar cada resorte en la maquina laminadora. Sabiendo que: $W = 75[N]$

Por lo tanto, cumple con la condición.

5.3 SISTEMA DE TRANSMISION

El sistema de transmisión será el encargado de transmitir la potencia necesaria para que los rodillos de trabajo realicen la deformación del metal a laminarse.

Los elementos que conforman el sistema de transmisión se muestran en la figura 5.12 y son los siguientes.

1) Ejes telescópicos con acople tipo cardan
2) Engranajes de transmisión
3) Ejes
4) Rodamientos
5) Acople flexible

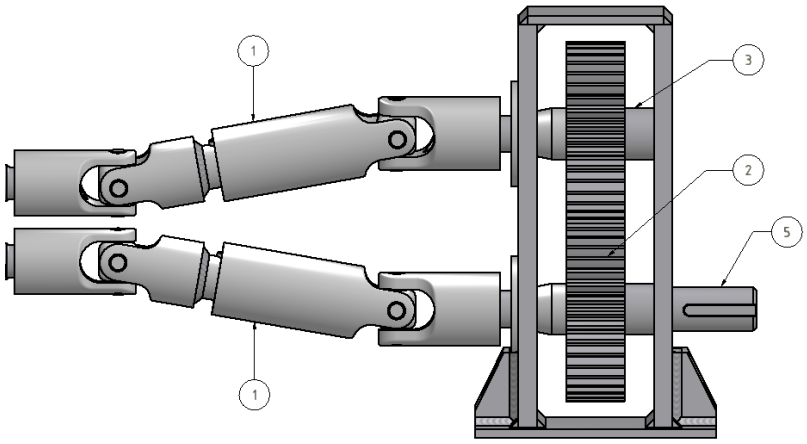


Figura 5.12 Sistema de transmisión[128]

[128] Elaboración propia

5.3.1 DISEÑO DE EJE TELESCÓPICO CON ACOPLE TIPO CARDAN

Debido a que este tipo de eje no se encuentra en el mercado nacional se optó por diseñar un eje telescópico con acople tipo cardan que cumpla con las exigencias de transmisión requeridas para nuestra máquina.

El eje telescópico con acople tipo cardan se muestran en la figura 5.13 y se divide principalmente en dos partes que son las siguientes:

1) Eje acoplado al rodillo de trabajo
2) Eje acoplado a la caja de transmisión

Ambas partes están acopladas entre sí mediante un eje perforado y un eje con lengüeta. Esto permite un desplazamiento axial entre ambos ejes permitiendo regular la longitud total del eje telescópico dependiendo del ángulo de inclinación del mismo.

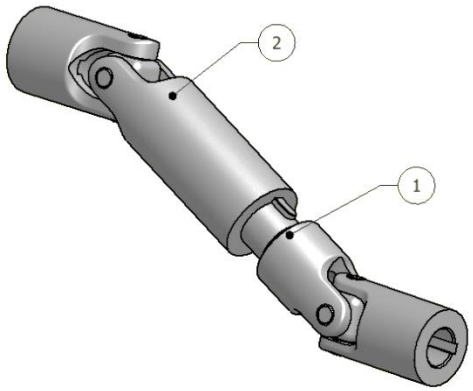


Figura 5.13 Eje telescópico con junta de cardan[129]

La relación de velocidades angulares en cada una de las juntas no es constante durante la revolución, sino que cambia en función del ángulo β entre los ejes y el ángulo de rotación α. La relación está dada por:

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{cos\beta}{1 - cos^2\alpha\ sen^2\beta}$$

[129] Elaboración propia

Dónde:

w_2= velocidad angular del eje conducido
w_1= velocidad angular del eje motriz
T_1= Torque del eje motriz
T_2= Torque del eje conducido
β= Angulo entre los ejes
α= Angulo de rotación

Para solucionar los problemas de uniformidad de la junta cardan, se montan por parejas. Además, para mantener la relación de transmisión de velocidades constante, en las juntas cardan montadas por parejas, se debe asegurar que el ángulo de trabajo de ambas juntas sea el mismo o casi el mismo como se muestra en la siguiente figura.

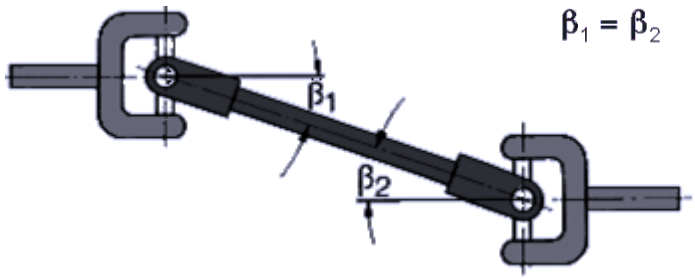


Figura 5.14 Configuración de montaje (Configuración Z)[130]

Para $\alpha = 0° = 180°$, se tiene un torque mínimo igual a: $T_2min = T_1\ cos\beta$

Para $\alpha = 90° = 270°$, se tiene un torque mínimo igual a: $T_2max = \frac{T_1}{cos\beta}$

Cuando están en contacto los rodillos de trabajo, es cuando se tiene el mayor ángulo entre ejes $\beta = 10°$. Reemplazando valores, se tiene:

$$T_2min = 88.33\ [Nm];\ T_2max = 91.08\ [Nm]$$

[130] http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-mecanico-1/material_clase/ocw_juntas

5.3.1.1 Diseño de eje telescópico

En la Figura 5.15 se muestra una ilustración del eje telescópico.

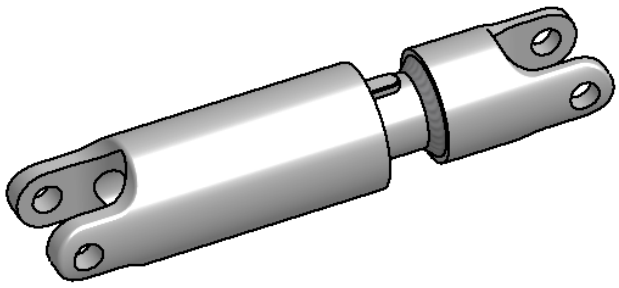


Figura 5.15 Eje Telescópico[131]

El torque aplicado al eje es:

$$Tmin = 88.3\ [Nm];\ \ Tmax = 91.08\ [Nm]$$

Para el par de torsión se tiene:

$$T_m = \frac{Tmax + Tmin}{2} = 89700[Nmm];\ \ T_a = \left|\frac{Tmax - Tmin}{2}\right| = 1390\ [Nmm]$$

5.3.1.1.1 Eje Hueco

El material utilizado para el eje hueco es una barra perforada 147M y sus propiedades se muestran en el Anexo E.

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se usa la Ec. 5.1, reemplazando los siguientes valores:

$S'_e = 310\ [MPa]$, $k_a = 0.98$, $k_b = 0.82$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 1$

[131] Elaboración propia

Se tiene: $S_e = 249.12\ [MPa]$

Factor de concentración de esfuerzos por torsión K_{fs}

Para un eje con cuñero fresado se tiene:

$$K_{ts} = 3$$

Y de la figura B-4 del Anexo B, se determina

$$q_{cortante} = 0.6 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.25\ [mm] \end{cases}$$

Entonces: $$K_{fs} = 2.2$$

a) Esfuerzo de torsión

$$\tau_a = K_{fs}\frac{16T_a d_0}{\pi({d_0}^4 - {d_i}^4)}\ ;\ \tau_m = K_{fs}\frac{16T_m d_0}{\pi({d_0}^4 - {d_i}^4)}$$

Reemplazando valores:

K_{fs}= 2.2, T_a= 1390$[N\ mm]$, T_m=89700 $[N\ mm]$, d_0= 50 $[mm]$, d_i= 30 $[mm]$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\tau_a = 0.14\ [MPa];\ \tau_m = \ 9.23\ [MPa]$$

b) Esfuerzos de Von Mises

En base a las ecuaciones Ec. 5.7 y Ec. 5.8 y reemplazando valores se tiene:

$$\sigma'_a = \ 0.24\ [MPa];\ \ \sigma'_m = 16\ [MPa]$$

c) *Factor de Seguridad* n_f

De acuerdo a la ecuación 5.9, el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 37.36$

5.3.1.1.2 Eje Macizo

El material utilizado para el eje macizo es AISI 1018 y sus propiedades se muestran en la tabla 5.4.

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se usa la Ec. 5.1, reemplazando los siguientes valores:

$S'_e = 220\ [MPa]$, $k_a = 0.9$, $k_b = 0.86$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 1$

Entonces se tiene: $S_e = 170.28\ [MPa]$

Factor de concentración de esfuerzos por torsión K_{fs}

Para un eje con cuñero fresado se tiene:

$$K_{ts} = 3$$

Y de la figura B-4 del Anexo B, se determina

$$q_{cortante} = 0.6 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.25\ [mm] \end{cases}$$

Se tiene: $$K_{fs} = 2.2$$

a) *Esfuerzo de torsión*

$$\tau_a = K_{fs}\frac{16T_a}{\pi d^3}\ ;\ \tau_m = K_{fs}\frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Se tiene: K_{fs}= 2.2, T_a= 1390 $[N\ mm]$, T_m= 89700 $[N\ mm]$, d= 30 $[mm]$

Reemplazando estos valores se tiene: $\tau_a = 0.58\ [MPa]$; $\tau_m = \ 37.22\ [MPa]$

b) Esfuerzos de Von Mises

En base a las ecuaciones Ec. 5.7 y Ec. 5.8 y reemplazando valores se tiene:

$$\sigma'_a = \ 0.99\ [MPa];\ \ \sigma'_m = 64.5[MPa]$$

c) Factor de Seguridad n_f

De acuerdo a la ecuación 5.9 se tiene que el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 6.6$

5.3.2 DISEÑO DE CRUCETA

La cruceta cumple la función de unir las horquillas y transmitir el movimiento de una horquilla a otra por lo que están sometidas a cargas de flexión.

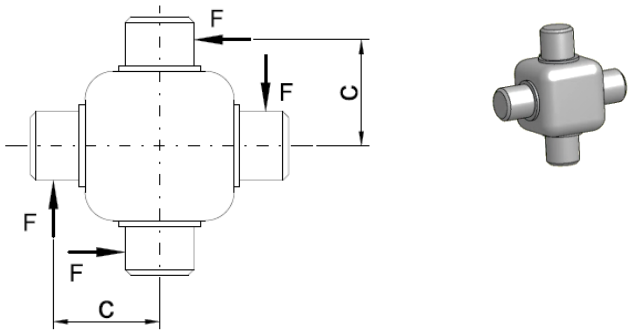


Figura 5.16 Fuerzas que actúan sobre la cruceta[132]

El diámetro de los pasadores dependerá de la carga máxima F, la cual se presenta en la posición mostrada en la Figura 5.16 La carga máxima en el pasador es:

$$F = 2424.32\ [N]$$

[132] Elaboración propia

El diámetro del pasador con base a la flexión es:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32nM}{\pi Sy}}$$

Dónde:

n= Factor de seguridad= 2

M= Momento flector

Sy=Esfuerzo de fluencia

El momento flector para una viga en voladizo es:

$$M = F(x - l)$$

$$M = 2424.32 \times 6 = 14545.9\ [Nmm]$$

El material utilizado será el acero AISI 1018.

Reemplazando valores, se tiene que el diámetro mínimo es:

$$d = 9.3\ [mm]$$

El diámetro del pasador con base en el corte transversal es:

$$d = \sqrt{\frac{4nF}{0.577\pi Sy}} = 5.38\ [mm]$$

Por lo tanto, la flexión impone el diámetro mínimo del pasador.

5.3.3 DISEÑO DE ENGRANAJES RECTOS

Los engranajes serán construidos con un ángulo de presión de 20^{o} y módulo 3. Además, la relación de transmisión es de 1 debido a que cada rodillo debe girar a la misma velocidad. En la tabla 5.11 se muestran las propiedades geométricas tentativas del engranaje.

Tabla 5.11 Dimensiones de engranajes[133]

Modulo m	3
Diámetro primitivo d_p	120 [mm]
Número de dientes $z = d_p/m$	40
Altura de la cabeza del diente $h_c = m$	3 [mm]
Altura del pie del diente $h_p = 1.25m$	3.75 [mm]
Diámetro exterior $De = d_p + 2m$	126 [mm]
Diámetro interior $Di = d_p - [1.25(2m)]$	112.5 [mm]
Ancho b	40 [mm]

Los engranajes serán diseñados con acero AISI 4140 con las propiedades que se presentan en la Tabla 5.14

Tabla 5.12 Propiedades mecánicas del material de engranajes[133]

Material	AISI 4140
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	690 [MPa]
Resistencia ultima a la tensión [Sut]	900-1050 [MPa]
Dureza	320 [HB]

El torque que transmitirá el piñón es:

$$T = 89700\ [Nmm]$$

[133] Elaboración propia

Con el dato del torque se calcula la fuerza tangencial que actúa sobre el diente del engranaje W_t:

$$W_t = \frac{2T}{d_p}$$

Reemplazando valores, se tiene: $W_t = 1495\ [N]$

La componente radial de la fuerza que actúa sobre el diente del engranaje W_r, es:

$$W_r = 1495 \times \tan 20^o\ [N]$$

$$W_r = 544.14\ [N]$$

5.3.3.1 Esfuerzo de flexión σ

El esfuerzo de flexión se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{K_H K_B}{bm\mathrm{Y}_J}$$

Dónde:

W_t= Fuerza tangencial
K_o= Factor de sobrecarga
K_v= Factor dinámico
K_s= Factor de tamaño
K_H= Factor de distribución de carga
K_B= Factor de espesor del aro
Y_J= Factor geométrico de resistencia a la flexión
b= ancho de cara
m= modulo

Factor de sobrecarga K_o

De la Figura B-29 del Anexo B, se tiene:

$$K_o = 1.25$$

Factor dinámico K_v

El Factor dinámico se obtiene de la ecuación:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A}\right)^B$$

Dónde:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

El número de nivel de exactitud en la transmisión Q_v para engranajes de calidad comercial se estima de: $Q_v = 6$

Con este valor se obtiene que: $B = 0.83$; $A = 59.77$

Con estos valores, se tiene que: $K_v = 1.08$

Factor de tamaño K_s

AGMA sugiere que el valor sea: $K_s = 1$

Factor de distribución de carga K_H

El factor de distribución de la carga se obtiene con la ecuación:

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Dónde:

$$C_{pm} = C_{mc} = C_e = 1;\ C_{pf} = 0.032;\ C_{ma} = 0.15$$

Reemplazando estos valores se tiene: $K_H = 1.18$

Factor de espesor del aro K_B

$$K_B = 1$$

Factor geométrico de resistencia a la flexión Y_J

De acuerdo al Anexo B se tiene:

$$Y_J = 0{,}32$$

Utilizando estos valores, se tiene que el esfuerzo de flexión es: $\sigma = 62\ [MPa]$

Factor de seguridad en flexión S_F

El factor de seguridad en flexión se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma}$$

Dónde:

S_t= Esfuerzo de flexión permisible

Y_N= Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión

Y_θ= Factor de temperatura

Y_Z= Factor de confiabilidad

Esfuerzo de flexión permisible S_t

De acuerdo a la Figura B17 del Anexo B el esfuerzo de flexión permisible se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_t = 0.568HB + 83.8\ [MPa]$$

$$S_t = 252\ [MPa]$$

Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión Y_N

De acuerdo a la Figura B-23 del Anexo B para un número de ciclos de 10^6 el factor de ciclos es:

$$Y_N = 1.1$$

Factor de temperatura Y_θ

Para temperaturas menores a 120 ^{o}C, se emplea:

$$Y_\theta = 1$$

Factor de confiabilidad Y_Z

Para una confiabilidad del 99%, se tiene: $Y_Z = 1$

Reemplazando estos valores en la formula anterior, se tiene: $S_F = 4.5$

Esfuerzo de contacto σ_c

El esfuerzo de contacto se calcula con la ecuación:

$$\sigma = Z_E\sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H Z_R}{d_p b Z_I}}$$

Dónde:

Z_E= Coeficiente elástico

W_t= Fuerza tangencial

K_o= Factor de sobrecarga

K_v= Factor dinámico

K_s= Factor de tamaño

K_H= Factor de distribución de carga

Z_R= Factor de condición de superficial

d_p= Diámetro de paso

Z_I= Factor geométrico de resistencia a la picadura

b= ancho de cara

Los factores K_o, K_v, K_s y K_H son los mismos utilizados en el cálculo del esfuerzo de flexión.

Coeficiente elástico Z_E

Del anexo B, se tiene:

$$Z_E = 191\sqrt{MPa}$$

Factor de condición de superficial Z_R

Las condiciones superficiales estándar de dientes de engranes aún no se han establecido, por lo que, si no existe un efecto perjudicial se asume: $Z_R = 1$

Factor geométrico de resistencia a la picadura Z_I

De acuerdo a la Figura B-24del Anexo B se tiene:

$$Z_I = \frac{cos\emptyset sen\emptyset}{2m_N}\frac{m_G}{m_G + 1}$$

Para engranajes rectos la repartición de carga m_N es: $m_N = 1$

Como los dos engranajes giraran a la misma velocidad, el valor de la relación de las velocidades es: $m_G = 1$

Reemplazando esto valores en la ecuación del factor geométrico de resistencia a la picadura, se tiene: $Z_I = 0.08$

Utilizando estos valores, se tiene que el esfuerzo de contacto es: $\sigma_c = 474.4\ [MPa]$

Factor de seguridad de contacto S_H

El factor de seguridad de contacto se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_H = \frac{S_c Z_N Z_W / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c}$$

Dónde:

S_c= Esfuerzo de contacto permisible

Z_N= Factor de vida de ciclos de esfuerzo

Z_W= Factor de relación de durezas de resistencia a la picadura

Y_θ= Factor de temperatura

Y_Z= Factor de confiabilidad

Esfuerzo de contacto permisible S_c

De acuerdo a la Figura B-18 Anexo B el esfuerzo de contacto permisible se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_t = 2.22HB + 200\ [MPa]$$

Reemplazando valores, se tiene: $S_c = 921.5\ [MPa]$

Factor de vida de ciclos de esfuerzo Z_N

De acuerdo al Anexo B para un número de ciclos de 10^6 el factor de ciclos es:

$$Z_N = 1.1$$

Factor de relación de durezas de resistencia a la picadura Z_W

Para engranajes con la misma dureza, se tiene: $Z_W = 1$

Factor de temperatura K_T

Para temperaturas menores a 120°, se emplea: $K_T = 1$

Factor de confiabilidad K_R

Para una confiabilidad del 99%, se tiene: $K_R = 1$

Reemplazando estos valores en la formula anterior, se tiene: $S_H = 2.1$

5.3.4 DISEÑO DE EJES PARA SISTEMA DE TRANSMISION

En la Fig. 5.17 se muestra una ilustración para tener una idea clara de los elementos que soportara el eje.

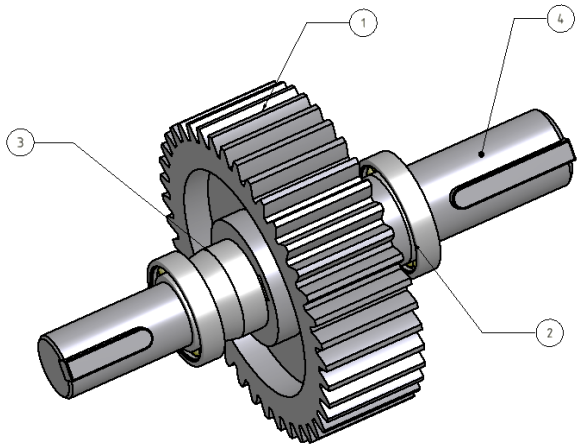


Figura 5.17 Ilustración de eje para el sistema de transmisión: 1.Engranaje, 2.Rodamiento, 3.Separador, 4. Eje[134]

En la Fig. 5.18 se muestra la configuración del eje. Las dimensiones se encuentran en milímetros.

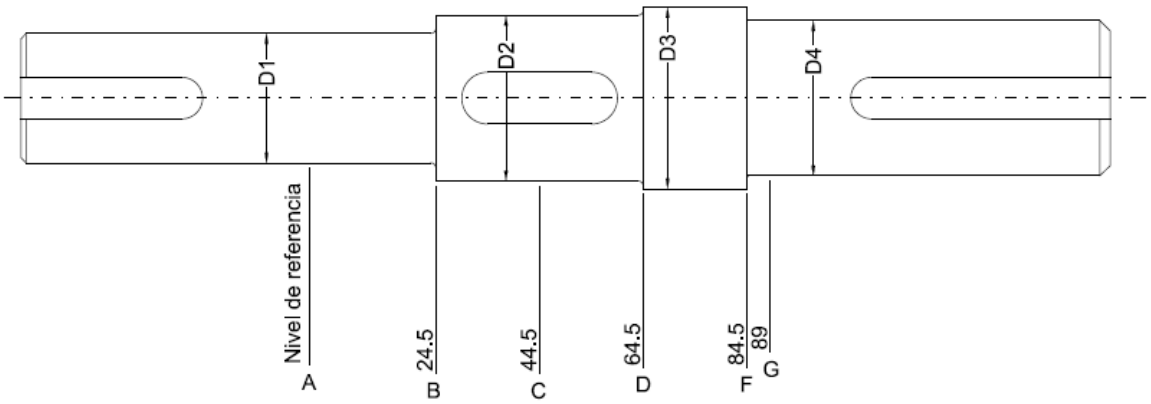


Figura 5.18 Configuración del eje porta rodillo[134]

[134] Elaboración propia

5.3.4.1 Diagrama de cuerpo libre

En la Fig. 5.19 se muestran las fuerzas y momentos de torsión que actúan sobre el eje.

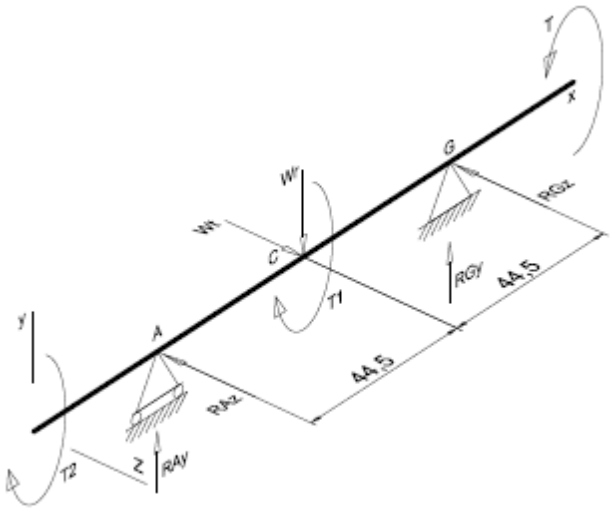


Figura 5.19 Configuración del eje para el sistema de transmisión[135]

Dónde:

RAy, RGy, RAz, RGz, = Reacciones en cojinetes

W_t, W_r= cargas puntuales

T = Torque de entrada

T_1 = Torque requerido para transmisión al rodillo de trabajo superior

T_2 = Torque requerido para transmisión al rodillo de trabajo inferior

El torque aplicado al eje es:

$$T = 179.4\ [Nm]$$

$$T_1 = T_2 = 89.7\ [Nm]$$

[135] Elaboración propia

5.3.4.2 Cálculo de reacciones

A partir de los datos disponibles se puede determinar las reacciones en los apoyos en el plano xy.

$$\sum Fy = 0$$

$RAy = RGy$ Por encontrarse la carga en el centro del eje

$$RAy = RGy = 272.07\ [N]$$

Para el plano xz.

$$\sum Fz = 0$$

$RAz = RGz$ Por encontrarse la carga en el centro del eje

$$RAz = RGz = 747.5\ [N]$$

5.3.4.3 Cálculo de fuerza cortante y momento flector

Para calcular la fuerza cortante (V) y el momento flector (M), se ha dividido al eje en 2 tramos.

Tramo AC: 0<x<44.5 [mm]

$$Vy = RAy\ ;\ \ Vz = RAz$$

$$My = RAy\ x\ ;\ Mz = RAz\ x$$

Tramo CG: 44.5<x<89 [mm]

$$Vy = -RGy\ ;\ Vz = -RGz$$

$$My = RGy\ (89 - x);\ Mz = RGz\ (89 - x)$$

En las Fig. 5.20 y 5.21 se muestran los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores que actúan sobre el eje.

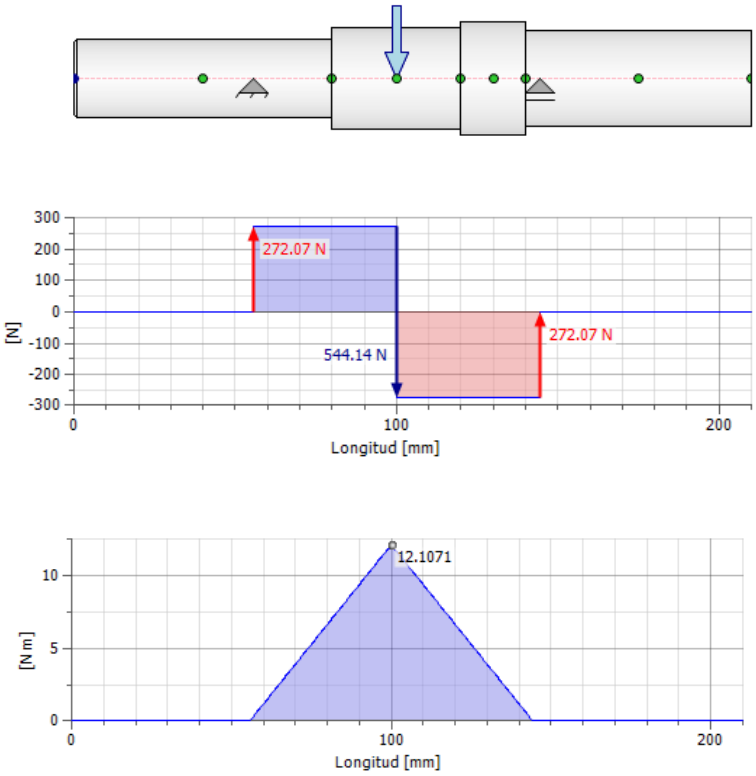


Figura 5.20 Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano xy[136]

[136] Elaboración propia

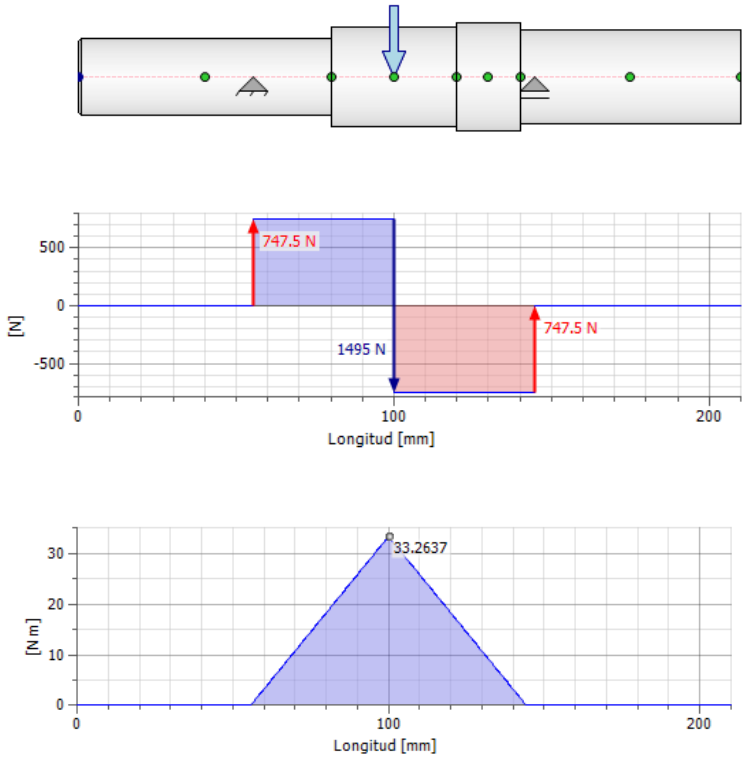


Figura 5.21 Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano xz[137]

5.3.4.3.1 Análisis dinámico

Se analizará los puntos C y F ya que se considera puntos críticos para el diseño del eje.

Las características del material para los ejes se muestran en la tabla 5.4

a) Análisis de punto C

En la figura 5.20 se muestra la distancia a la que se encuentra el punto C, que es 44.5 mm.

Se utiliza la ecuación del tramo AC para calcular el momento en esta posición.

Tramo AC: 0<x<44.5

[137] Elaboración propia

Si x=44.5 se tiene:

$$V_C y = 272.07\ [N]$$

$$V_C z = 747.5\ [N]$$

$$M_C y = 12107.01\ [N\ mm]$$

$$M_C z = 33263.8[N\ mm]$$

$$M_C = M_a = \sqrt{(12107.01)^2 + (33263.8)^2} = 35398.54\ [N\ mm]$$

$$M_m = 0$$

Para el par de torsión se tiene:

$$T = T_m = 179400\ [Nmm]$$

$$T_a = 0$$

a.1) Diseño por resistencia a la fatiga

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria con los siguientes datos:

$S'_e = 220\ [MPa]$, $k_a = 0.9$, $k_b = 0.86$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 1$, $k_f = 1$

Con estos valores de los factores se calcula el límite de resistencia a la fatiga del eje.

$$S_e = 169.22\ [MPa]$$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión K_f

Para un eje con cuñero fresado se tiene:

$$K_t = 2$$

Y de la figura de la Figura B-4 Anexo B, se determina

$$q = 0.5 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.25\ [mm] \end{cases}$$

$$K_f = 1.5$$

Factor de concentración de esfuerzos por torsión K_{fs}

Para un eje con cuñero fresado se tiene:

$$K_{ts} = 3$$

Y de la figura B-4 del Anexo B, se determina

$$q_{cortante} = 0.6 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.25\ [mm] \end{cases}$$

$$K_{fs} = 2.2$$

a.2) Esfuerzo de flexión

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}\ ;\ \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3}$$

Se tiene:

K_f= 1.5, M_a=35398.54 $[N\ mm]$, M_m= 0, d= 32 $[mm]$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\sigma_a = 16.51\ [MPa];\ \ \sigma_m = 0$$

a.3) Esfuerzo de torsión

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3}\ ;\ \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Se tiene:

K_{fs}= 2.2, T_a= 179400$[N\ mm]$, T_m = 0, d= 32 $[mm]$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\tau_a = 0;\ \ \tau_m = 61.34\ [MPa]$$

a.4) Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma'_a = 16.51\ [MPa];\ \ \sigma'_m = 106.25\ [MPa]$$

Factor de Seguridad n_f

De acuerdo a la ecuación 5.9 se tiene que el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 2.9$

a) Análisis de punto F

En la figura 5.18 se muestra la distancia a la que se encuentra el punto C, que es 84.5 mm.

Se utiliza la ecuación del tramo AC para calcular el momento en esta posición.

Tramo CG: 44.5<x<89

Si x=84.5 se tiene:

$$V_F y = -207.07\ [N]$$

$$V_F z = -747.5\ [N]$$

$$M_F y = 1224.3\ [N\ mm]$$

$$M_F z = 3363.8\ [N\ mm]$$

$$M_F = M_a = \sqrt{(1224.3)^2 + (3363.8)^2} = 3579.63\ [N\ mm];\ \ M_m = 0$$

Para el par de torsión se tiene:

$$T = T_m = 179400\ [Nmm];\ T_a = 0$$

b.1) Diseño por resistencia a la fatiga

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria con los siguientes datos:

$S'_e = 220\ [MPa]$, $k_a = 0.9$, $k_b = 0.86$, $k_c = 1$, $k_d = 1$, $k_e = 1$, $k_f = 1$

Con estos valores de los factores se calcula el límite de resistencia a la fatiga del eje.

$$S_e = 169.22\ [MPa]$$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión K_f

Para hallar Kt se tiene:

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1.17; \qquad \frac{r}{d} = \frac{0.5}{30} = 0.02$$

Entonces: $K_t = 2.8$

De la figura B-4 del Anexo B, se determina

$$q = 0.5 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.5\ [mm] \end{cases}$$

$$K_f = 1.9$$

Factor de concentración de esfuerzos por torsión K_{fs}

Para hallar Kt se tiene las siguientes relaciones:

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1.17; \qquad \frac{r}{d} = \frac{0.5}{30} = 0.02$$

Con estos valores se obtiene: $K_{ts} = 2.2$

De la figura B-4 del Anexo B, se determina

$$q_{cortante} = 0.7 \begin{cases} S_{ut} = 0.44\ [GPa] \\ r = 0.5\ [mm] \end{cases}$$

$$K_{fs} = 1.84$$

b.2) Esfuerzo de flexión

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3}\ ;\ \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3}$$

Dónde:

K_f= 1.9, M_a= 3579.63 $[N\ mm]$, M_m= 0, d= 30 $[mm]$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\sigma_a = 2.11\ [MPa];\ \ \sigma_m = 0$$

b.3) Esfuerzo de torsión

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3}\ ;\ \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Dónde:

K_{fs}= 2.2; T_a= 179400$[N\ mm]$; T_m= 0; d= 30 $[mm]$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\tau_a = 0;\ \ \tau_m = \ 51.3\ [MPa]$$

b.4) Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma'_a = 2.11\ [MPa];\ \ \sigma'_m = 88.86\ [MPa]$$

Factor de Seguridad $\mathbf{n_f}$

De acuerdo a la ecuación 5.9 se tiene que el factor de seguridad a fatiga es: $n_f = 4.7$

Los diámetros obtenidos son los siguientes:

$$D_1 = 25\ [mm];\ D_2 = 32\ [mm];\ D_3 = 35\ [mm];\ D_4 = 30\ [mm]$$

5.3.5 DISEÑO DE LENGUETAS PARA LOS RODILLOS DE TRABAJO

5.3.5.1 Lengüeta para acople de engranaje – eje

En la figura B-28 del Anexo B se muestran dimensiones recomendadas para lengüetas en función del diámetro del eje. Para un eje de diámetro 32 [mm] se tiene las siguientes dimensiones: b= 10 [mm]; h= 8 [mm]

Las características del material para las lengüetas se muestran en la tabla 5.6

El par de torsión es: $T = 89700\ [Nmm]$

La fuerza F en la superficie del eje es: $F = 5606.25\ [N]$

Mediante la teoría de energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 144.25\ [MPa]$$

Empleando un factor de seguridad $n = 2$, se tiene: $l = 7.77\ [mm]$

Para calcular la resistencia al aplastamiento se emplea un factor de seguridad $n = 2$, se tiene: $l = 8.97\ [mm]$

La longitud de la lengüeta será mayor al valor obtenido. La longitud será:

$$l = 30\ [mm]$$

5.3.5.2 Lengüeta para acople con motorreductor

En la figura B-28 del Anexo B se muestran dimensiones recomendadas para lengüetas en función del diámetro del eje. Para un eje de diámetro 30 [mm] se tiene las siguientes dimensiones: b= 8 [mm]; h= 7 [mm]

Las características del material para las lengüetas se muestran en la tabla 5.3

El par de torsión es: $T = 179400\ [Nmm]$

La fuerza F en la superficie del eje es: $F = 11960\ [N]$

Mediante la teoría de energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 144.25\ [MPa]$$

Empleando un factor de seguridad $n = 2$, se tiene: $l = 20.73\ [mm]$

Para calcular la resistencia al aplastamiento, se emplea un factor de seguridad $n = 2$, se tiene: $l = 23.92\ [mm]$
La longitud de la lengüeta será mayor al valor obtenido. La longitud será: $l = 50[mm]$

5.3.6 SELECION DE RODAMIENTO DE BOLAS[138]

Los cojinetes soportaran la carga generada por los engranajes y este valor es:

$$F_r = \sqrt{(W_t/2)^2 + (W_r/2)^2}$$
$$F_r = 795.47\ [N]$$

[138] BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México; pág. 550

Dónde:

F_r= Carga de empuje radial

Para la carga radial equivalente dinámica se tiene:

$$P = XF_r + YF_a$$

Donde la carga axial F_a es cero, por lo que:

$$P = XF_r$$

Como se cumple que:

$$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$$

Se tiene:

$$X = 1$$

Por lo tanto:

$$P = F_r = 795.47\ [N]$$

La duración de vida nominal en horas es:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{1000000}{60n}$$

Dónde:

L_h= duración de vida nominal

C= Capacidad de carga dinámica

P= Carga radial equivalente

p= exponente de duración de vida para rodamiento de bolas= 3

n= Velocidad de rotación= 24 [rpm]

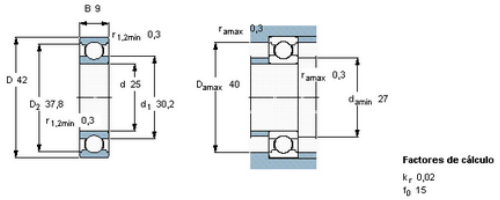
Del Anexo B se estima una vida de 8000 horas. Reemplazando valores se tiene que la capacidad de carga dinámica es:

$$C_A = 1.8\ [KN]$$

Con estos valores se escoge el tipo de rodamiento con una capacidad de carga igual o mayor que la calculada. Se escogen dos tipos de cojinetes de diferentes dimensiones debido a las dimensiones de los ejes diseñados anteriormente.

a)

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	B	C	C_0			* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
25	42	9	7,02	4,3	36000	22000	**61905**



b)

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	B	C	C_0			* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
30	47	9	7,28	4,55	30000	19000	**61906**

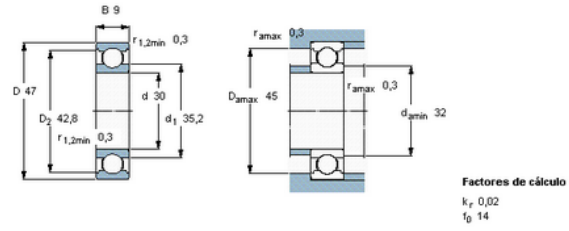


Figura 5.22 Rodamiento de bola seleccionado a) $\mathbf{D_{int} = 25\ [mm]}$ b) $\mathbf{D_{int} = 30\ [mm]}$[139]

[139] http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/product-tables.html

5.3.7 CALCULO DE POTENCIA TOTAL REQUERIDA

Con el dato obtenido del torque se procede a calcular la potencia requerida para deformar el material.

$$W = \frac{2\pi \times 179.4 \times 24}{44760} \ [hp]$$

$$W = 0.6 \ [hp]$$

La potencia requerida para vencer la fricción en los cojinetes es:

$$T_f = Pfd$$

Dónde:

P=carga de laminación= $48700.5 \ [N]$

f= coeficiente de fricción= 0.004

d=diámetro del eje en donde se aloja el cojinete= 45 [mm]

Reemplazando estos valores en la ecuación anterior se tiene: $T_f = 8.7 \ [Nm]$

La potencia requerida para vencer la fricción será: $W_f = 0.029 \ [hp]$

Por lo tanto, la potencia total requerida para realizar la laminación será:

$$W_T = \frac{W + W_f}{\eta_d}$$

Dónde:

η_d=eficiencia del sistema de transmisión=0.83

Reemplazando estos valores en la ecuación anterior se tiene: $W_T = 0.76\ [hp]$

5.3.8 SELECCIÓN DEL ACOPLE FLEXIBLE MOTOR-SISTEMA DE TRANSMISION

El torque que debe transmitir el acople es: $T_L = 179.4\ [Nm]$

El torque nominal efectivo del acoplamiento se calcula mediante la ecuación

$$T_n = k_1 k_2 k_3 \times T_L$$

De acuerdo al Anexo B los coeficientes son:

$k_1 = 1{,}2;\ k_2 = 1{,}1;\ k_3 = 0{,}9$

Reemplazando estos valores en la ecuación anterior, se tiene: $T_n = 213.12\ Nm$

Con el valor obtenido para el torque nominal efectivo del Anexo D se selecciona el tipo de acople elástico L 190 de uretano.

5.3.9 ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL BASTIDOR DE LA LAMINADORA

El análisis de esfuerzos realizado para el bastidor se lo realizó en INVENTOR 2011. Las cargas aplicadas en el elemento se muestran en tabla 5.13.

Tabla 5.13 Cargas[140]

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	12175.125 N

Con las respectivas restricciones y la ubicación de las cargas como se muestra en la Figura 5.23, se procede a correr el programa para que realice el análisis de esfuerzos.

[140] Elaboración propia

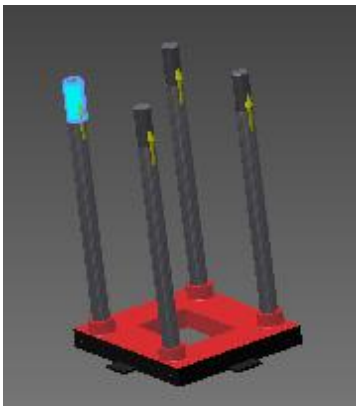


Figura 5.23 Ubicación de cargas y restricciones en el bastidor[141]

El análisis nos arroja los siguientes valores, especificados en la tabla 5.14.

Tabla 5.14 Valores obtenidos del análisis[141]

Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0.51187 MPa	458.243 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.338758 mm
Coeficiente de seguridad	0.752875 su	15 su

De acuerdo a estos resultados se observa que la tapa no va a presentar fallas considerables, debido a que tiene un coeficiente de seguridad mínimo de 1,5.

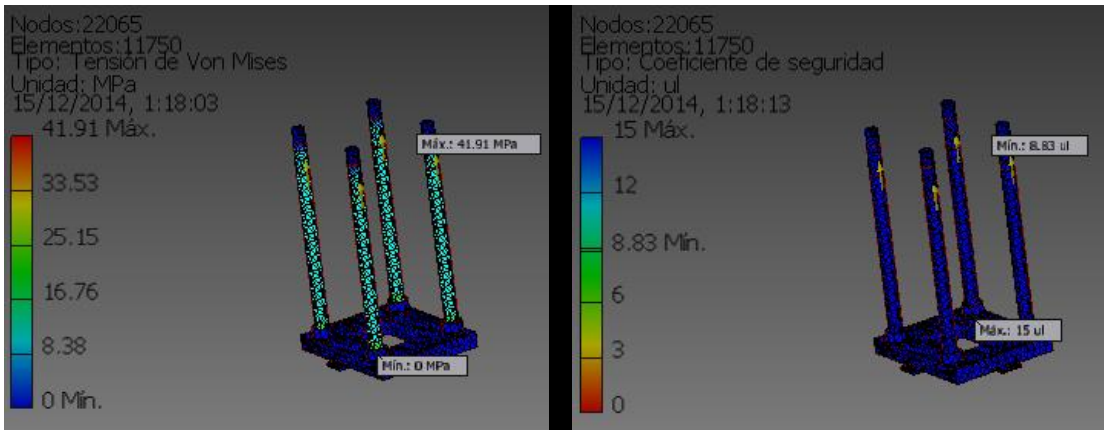


Figura 5.24 Resultados del análisis de cargas[141]

[141] Elaboración Propia

5.3.10 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN TAPA DE LAMINADORA

El procedimiento seguido para este análisis es similar al del punto anterior, entonces se tiene:

Tabla 5.15 Cargas[142]

Tipo de carga	Fuerza
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	24350.250 N

Con las respectivas restricciones y la ubicación de las cargas como se muestra en la figura 5.25, se procede a correr el programa para que realice el análisis de esfuerzos

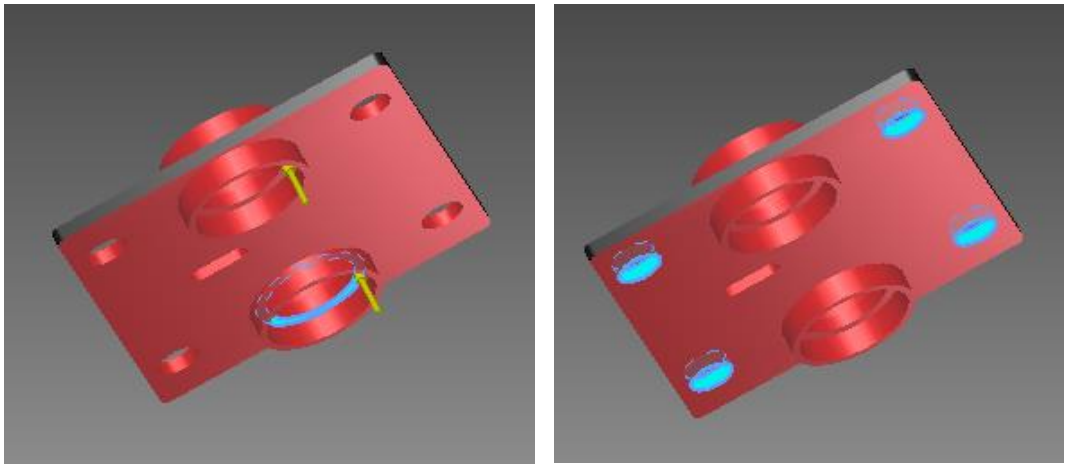


Figura 5.25 Ubicación de cargas y restricciones en la tapa de la laminadora[142]

El análisis nos arroja los siguientes valores, especificados en la tabla 5.14.

Tabla 5.16 Valores obtenidos del análisis de cargas[142]

Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0.255932 MPa	229.119 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.169377 mm
Coeficiente de seguridad	1.50577 su	15 su

[142] Elaboración Propia

De acuerdo a estos resultados se observa que la tapa no va a presentar fallas considerables, debido a que tiene un coeficiente de seguridad mínimo de 1,5.

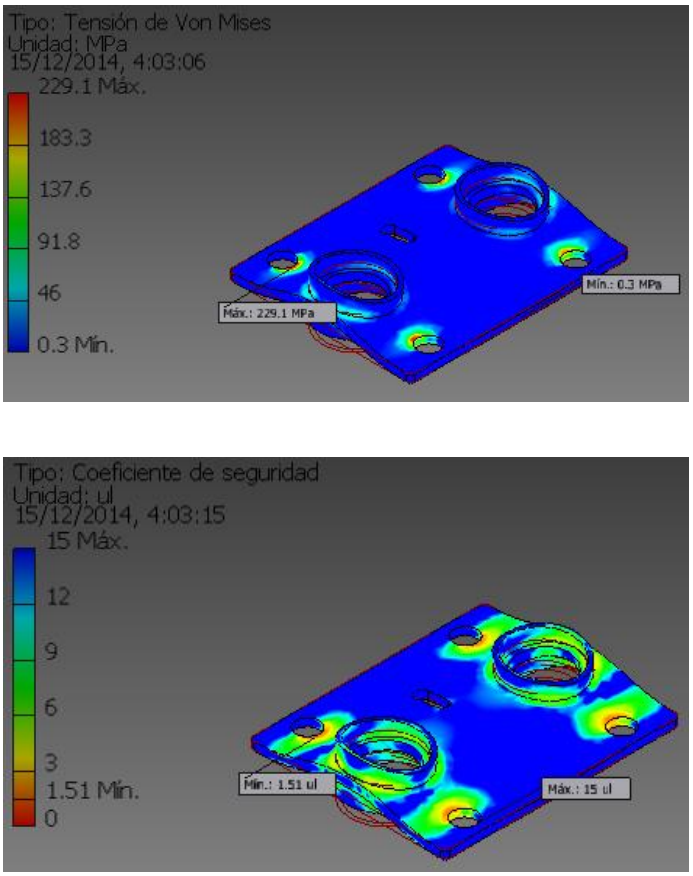


Figura 5.26 Resultados del análisis de cargas[143]

5.3.11 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA MESA DE SOPORTE

Para determinar las cargas aplicadas en la estructura se utiliza el programa INVENTOR 2011, una vez realizada la modelación se obtiene las propiedades que se presentan en la Tabla 5.17.

[143] Elaboración Propia

Tabla 5.17 Masas de partes de la laminadora[144]

Elemento	Masa (Kg)
Laminadora	80
Cardán	3,5
Caja de transmisión	20,4
Motor	34
Ménsula	8,1

La resistencia de la estructura se verifica mediante el software SAP2000.

En la figura 5.27 se presentan la fuerza y restricciones aplicadas sobre la estructura.

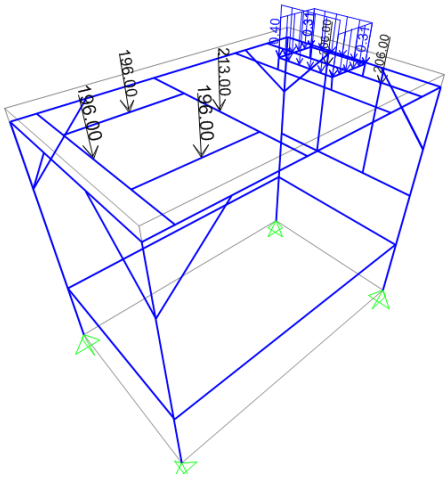


Figura 5.27 Ubicación de cargas y restricciones en la mesa de soporte[144]

Luego de esto se corre el programa para que realice el análisis de esfuerzos en la estructura. Los resultados de factor de seguridad se muestran en la siguiente figura.

[144] Elaboración Propia

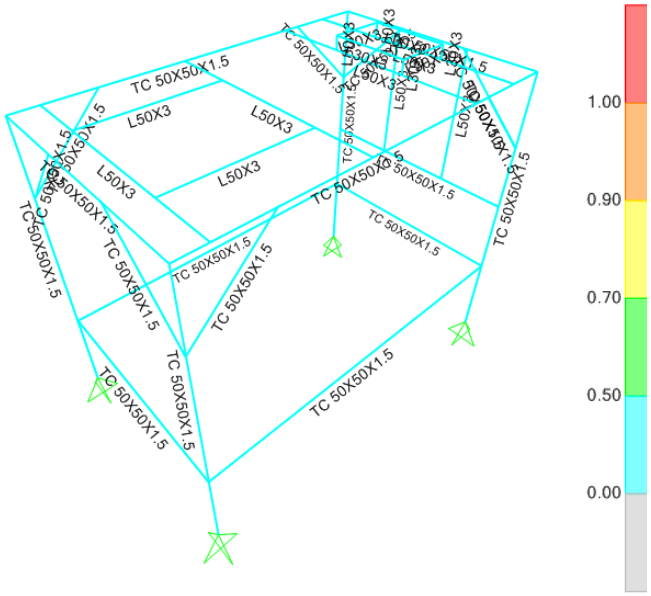


Figura 5.28 Resultados del análisis de carga[145]

Los resultados indican que la estructura no va a fallar, debido a que tiene un factor de seguridad entre 0 y 0,5.

5.4 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL EQUIPO

5.4.1 CONSTRUCCION DEL EQUIPO LAMINADOR

En este punto se tratarán las fases de elaboración de los diferentes componentes del equipo, así como las dificultades encontradas durante la construcción del mismo.

5.4.1.1 Construcción de los rodillos y ejes porta rodillos

La obtención de los rodillos de trabajo y de apoyo será mediante torneado de barras de acero perforadas de acero 147 M, en tanto que para los ejes, se utilizaran barras de acero de transmisión SAE 1018.

[145] Elaboración Propia

Las dimensiones finales de estos elementos se encuentran detalladas en los respectivos planos de taller.

Una vez maquinado el material se procede al ensamblaje de las piezas resultantes para lo cual se utilizó una prensa hidráulica.

Figura 5.29 Rodillos y porta rodillos torneados[146]

Figura 5.30 Ensamblaje final[146]

[146] Fuente: Propia

Tabla 5.18 Materia prima para rodillos y ejes porta rodillos[147]

Elemento	Material	Dimensiones
Rodillos de apoyo	Barra perforada acero 147 M	Ø110x60 mm
Rodillos de trabajo	Barra perforada acero 147 M	Ø55x30 mm
Porta rodillo de apoyo	Barra de acero de transmisión SAE 1018	Ø 2 1/2
Porta rodillo de trabajo	Barra de acero de transmisión SAE 1018	Ø 1 3/8

5.4.1.2 Construcción de los porta rodamientos y porta bocines (ampuesas)

Estos elementos servirán de contenedores de los rodamientos y se acoplaran a los ejes que forman parte del bastidor del equipo, los cuales servirán de soporte y guía para las ampuesas.

Para su fabricación se soldaran planchas de acero a los extremos de un eje perforado, de manera que estas queden perpendiculares al eje axial de la barra, asimismo a los extremos de las planchas se soldaran ejes perforados.

Para el montaje hay que tener sumo cuidado en el alineamiento de las ampuesas ya que de esto dependerá que exista un buen contacto entre los rodillos de apoyo y trabajo.

[147] Elaboración propia

Figura 5.31 Ejes y ampuesas acopladas[148]

Tabla 5.19 Materia prima para ampuesas de rodillos de apoyo y trabajo[149]

Elemento	Material	Dimensiones
Ampuesas para rodillos de apoyo y trabajo	Barra perforada acero 147 M	Ø 110x60 mm
	Barra perforada acero 147 M	Ø 55x30 mm
	Plancha de acero A36 espesor 10 mm	600 x 120 mm
	Barra perforada de acero SAE 1018	Ø 40x25 mm

5.4.1.3 Construcción del bastidor del equipo laminador

El bastidor tiene la función de alojar y servir de soporte a los rodillos de apoyo, rodillos de trabajo, porta rodillos y ampuesas, por lo que debe ser lo suficientemente robusto para soportar las cargas que se generan durante el funcionamiento del equipo.

Los elementos principales de este bastidor serán 4 ejes de acero los cuales se soldarán en su parte inferior a una base hecha de perfiles UPN, y en su parte superior se encontraran roscados de manera que se pueda colocar una tapa ajustada con tuercas.

[148] Fuente: Propia
[149] Elaboración propia

Además se soldaran ángulos cercanos a los ejes principales, de manera que refuercen la estructura.

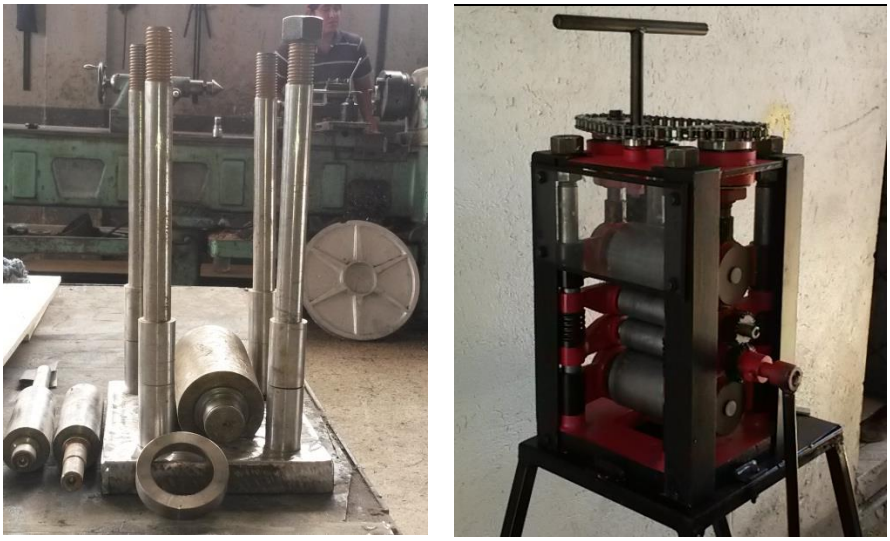


Figura 5.32 Bastidor durante su construcción y ensamblaje final[150]

Tabla 5.20 Materia prima para el bastidor del equipo[151]

Elemento	Material	Dimensiones
Bastidor del equipo laminador	Barra de acero	Ø 30 mm
	Ángulos de acero A 36	50x50x2 mm
	Barra de acero	Ø 10 mm

5.4.1.4 Construcción de los tornillos de potencia

Los tornillos de potencia conjuntamente con las catarinas y cadena, serán los elementos encargados del movimiento que permitirá la regulación de la luz entre los rodillos de trabajo y así permitir la laminación del material.

La fabricación de los tornillos de potencia se llevará a cabo a partir de una de barra de acero SAE 4140 cuya rosca será maquinada en torno con un paso de 3,5 mm.

[150] Fuente: Propia
[151] Elaboración propia

A los extremos inferiores de los tornillos de potencia se soldarán las ampuesas del rodillo de apoyo superior la cual a su vez se encuentra acoplada la ampuesa del rodillo de trabajo superior, permitiendo así un movimiento conjunto de ambos rodillos.

En los extremos superiores de los tornillos de potencia se colocaran contratuercas, las mismas que estarán acopladas a las catarinas, de manera que sea el tornillo el que suba y baje, es decir, el movimiento se basa en un sistema tipo compuerta.

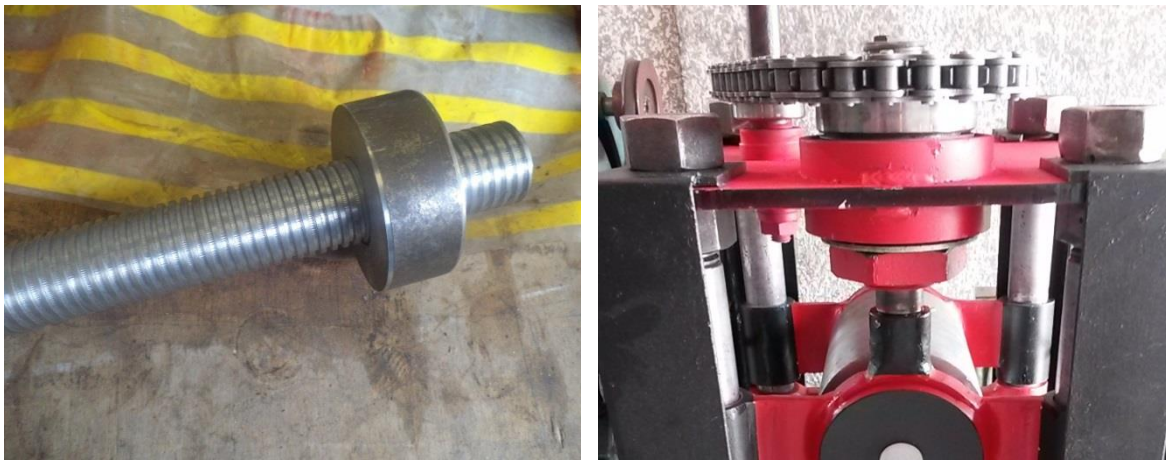


Figura 5.33 Tornillo de potencia[152]

Tabla 5.21 Materia prima para los tornillos de potencia[153]

Elemento	Material	Dimensiones
Tornillos de potencia	Barra de acero SAE 4140	Ø 35 mm

5.4.1.5 Construcción de la tapa superior y tapas laterales del equipo laminador

El equipo consta de una tapa superior la cual estará sujeta a los ejes del bastidor por medio de tuercas, y a la cual también se soldarán los ángulos de refuerzo, además aloja a los tornillos de potencia, catarinas y cadena. La tapa superior se fabricará a partir de una plancha de acero y sobre esta se colocaran refuerzos.

[152] Fuente: Propia
[153] Elaboración propia

Las tapas laterales servirán para proteger los extremos de los ejes porta rodillos, conjuntamente con sus respectivos rodamientos y bocines, de los elementos externos como por ejemplo polvo que pueden disminuir la vida útil de los mencionados elementos.

Serán cuatro tapas las cuales se construirán a partir de una plancha de acero de 6 mm de espesor.

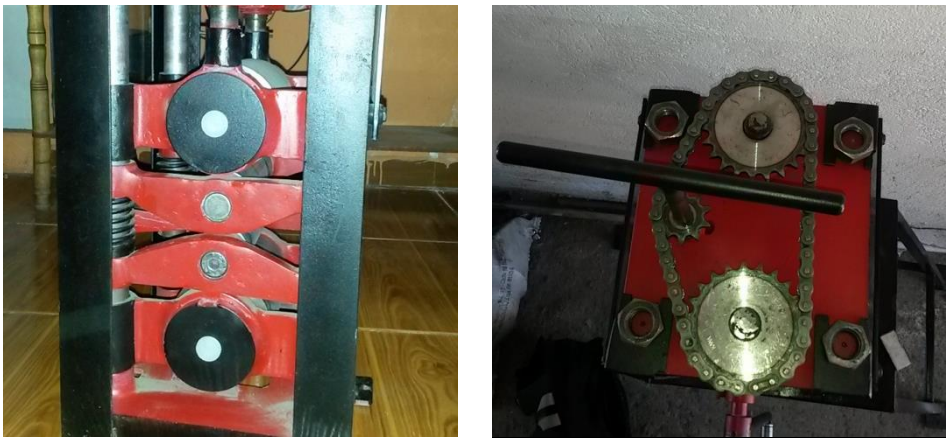


Figura 5.34 Derecha: Tapas laterales; Izquierda: Tapa superior[154]

Tabla 5.22 Materia prima para tapas[155]

Elemento	Material	Dimensiones
Tapas superior y laterales	Plancha de acero A 36	400 x 400 mm

5.4.2 COSNTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El diseño contempla un sistema de transmisión mecánico que incluye: ejes telescópicos con acoples tipo cardan, una caja de transmisión de dos engranajes, un acople flexible para ejes, un motoreductor y un variador de frecuencia.

[154] Fuente: Propia
[155] Elaboración propia

Sin embargo debido a los altos costos que implican la adquisición y fabricación de estos elementos, no se pudo construir este sistema, cuyos planos se encuentran detallados en el anexo L.

Para demostrar el funcionamiento del equipo se planea construir un sistema manual para lograr el movimiento de los rodillos. Los costos del equipo con este sistema se encuentran detallados en el punto 7.3.1, mientras que el diseño con sus correspondientes planos se encuentran los anexos M y N respectivamente.

Figura 5.35 Engranajes y manivela adaptados a la caja de laminación[156]

Los materiales necesarios para la fabricación de este sistema siguiendo el diseño original son:

[156] Fuente: Propia

Tabla 5.23 Materia prima y elementos normalizados[157]

Elemento	Material	Dimensiones
Sistema de transmisión	Plancha de acero A36 espesor 1/2"	600 x 200 mm
	Barra ce acero SAE 1018	Ø 35mm
	Barra ce acero SAE 1018	Ø 2"
	Barra perforada de acero SAE 1018	50x20 mm
	Barra perforada de acero SAE 1018	60x20 mm
	Acero SAE 4140	300x50 mm
	Rodamientos de bolas 61906-2RS1	Øext 47 Øint 30 mm
	Rodamientos de bolas 61905-2RZ	Øext 42 Øint 25 mm
	Crucetas para acople cardan	
	Motoreductor 1,5 hp RPM entrada: 1700 rpm, RPM salida: 46 rpm	
	Variador de frecuencia 3 hp alimentación bifásica 220V, salida trifásica, 1-3F 240V	
	Panel operador básico para variador de frecuencia SINAMICS G110 6SL3255-0AA00-4BA1	
	Acople flexible para ejes L190 Uretano	

[157] Elaboración propia

5.4.3 CONSTRUCCION DE LA ESTRUCTURA PARA LA MESA DEL EQUIPO

Se construirá una mesa sobre la cual se colocará la maquina laminadora, sin embargo el ensamble no se hará siguiendo el diseño original, puesto que este contemplaba el soporte del sistema de transmisión, el motor y el variador de frecuencia, lo que reducirá considerablemente las dimensiones de esta estructura.

Además al reducirse el tamaño total de la máquina se opta por utilizar un material más liviano para la estructura de la mesa, el cual será tubo cuadrado de acero A 36 de 25x25x2 mm, sin embargo en caso de construir la mesa en base al diseño original el material que debe utilizarse es de 50x50x2 mm.

Figura 5.36 Mesa alternativa para el soporte del equipo laminador[158]

Tabla 5.24 Materia prima[159]

Elemento	Material	Dimensiones
Estructura mesa	Tubo cuadrado de acero A36	25x25x2 mm

[158] Fuente: Propia
[159] Elaboración propia

CAPÍTULO 6

6. PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

6.1 PROTOCOLO PRUEBAS

El objetivo principal del presente proyecto es la obtención de tiras de aluminio a partir de probetas, por lo que es necesario:

- Que el equipo ya construido cumpla con dimensiones y tolerancias.
- Probar el funcionamiento de la maquina sin carga de laminación, es decir, realizar una prueba en vacío.
- Probar la máquina con carga, es decir, verificar que el objetivo de obtener tiras de aluminio se cumpla.

Para llevar a cabo estas pruebas se utilizarán dos formatos, “Pruebas de Campo” y “Pruebas de Laboratorio”, en el primero se verificarán los tres ítems anteriormente mencionados y en el segundo se plantea el formato para realizar las pruebas en el Laboratorio de Conformado, este contempla únicamente las pruebas con carga y queda a consideración para ser usado.

Estos formatos se encuentran en el Anexo C.

6.1.1 VERIFICACIÓN DE DIMENSIONES Y ESTADO FÍSICO DE LA MÁQUINA

En esta fase se verifica:

- Que las dimensiones y tolerancias con las que fue construido el equipo, correspondan a las mostradas en los planos de diseño.
- Que los elementos calibradores de la luz entre rodillos del equipo de laminación (husillos y tornillos de potencia) funcionen correctamente.
- El funcionamiento del motoreductor y el variador de frecuencia.
- Correcta sujeción de juntas y uniones empernadas.
- Lubricación de las partes móviles de la máquina.
- En general que los elementos de máquina se encuentran listos y libres de objetos e impurezas que puedan afectar su funcionamiento.

Para realizar esta prueba se necesitan los siguientes instrumentos e insumos:

- Flexómetro
- Calibrador pie de rey
- Micrómetro
- Galgas de calibración
- Llaves de ajuste
- Aceite o grasa
- Franela y guaipe

6.1.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO SIN CARGA

En esta fase de la prueba se pone en marcha al equipo sin carga y se verifica:

- Que no existan problemas de montaje.
- Que los elementos de transmisión (engranajes, ejes telescópicos, uniones cardan, etc.) funcionen correctamente.
- Que los rodillos de trabajo y apoyo tengan un movimiento continuo.
- Que las vibraciones generadas por el equipo de laminación, no generen problemas en los elementos que lo conforman.
- Que no existan sonidos extraños o ruidos excesivos.

Para realizar esta verificación se hará una inspección visual y auditiva.

6.1.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA (OBTENCIÓN DE TIRAS DE ALUMINIO)

Se procederá a obtener las láminas de aluminio, para lo cual, como materia prima se usaran probetas de aluminio 6061-O, cuyas dimensiones son:

- Ancho: 25 mm
- Espesor: 3 – 4 mm
- Largo: 50 mm

El objetivo de esta prueba, además de comprobar nuevamente los ítems del punto 6.1.2, es verificar:

- Qué tipo de aluminio presenta mejores resultados durante las pruebas.
- Si la velocidad seleccionada para el giro de los rodillos es adecuada.
- Que el espesor final de la probeta sea el que se desea obtener.
- La calidad de las láminas de aluminio.

Para llevar a cabo esta prueba se necesita:

- Calibrador pie de rey
- Inspección visual

6.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Debido a lo mencionado en el punto 5.4.2, al equipo de laminación se le adaptó un sistema manual para lograr el movimiento de los rodillos, por lo que no fue posible comprobar algunos puntos del protocolo de pruebas.

6.2.1 PRUEBA DE DIMENSIONES Y FUNCIONAMIENTO SIN CARGA

Las dimensiones del equipo, sin su sistema de transmisión original, son adecuadas y se encuentran apegadas a las medidas planteadas en el diseño, con lo cual el factor espacio no se encuentra afectado.

Los elementos que constituyen la máquina, se encuentran en buenas condiciones y aptos para entrar en pleno funcionamiento.

6.2.2 OBTENCIÓN DE LAS TIRAS DE ALUMINIO

Una vez realizada la prueba para la obtención de las tiras de aluminio se obtienen los siguientes resultados:

El aluminio 6061-O presenta menor resistencia al paso entre los rodillos, y mejores resultados en cuanto dimensiones, por lo que, fue el escogido para realizar las pruebas de reducción de espesor.

Para la primera prueba se ajusta la máquina para una reducción de 0,5 mm de espesor, y se determina que, a partir de la probeta de aluminio 6061-O, con espesor inicial ho=3,9 mm, se obtiene una tira de aluminio de espesor final hf=3,5 mm; lo que nos da 0,4 mm de reducción.

Al realizar una segunda pasada, se tiene ho=3,5 mm y hf=3,05 mm, con lo que existió una reducción de 0,45 mm.

Es posible que no se haya conseguido la reducción deseada debido a que, al tener un accionamiento manual, no se tiene una velocidad constante en el giro de los rodillos, sucede lo mismo con la potencia aplicada por el operador y la presión generada en los rodillos.

En general la calidad de la lámina obtenida es buena, sin embargo existen pequeñas ondulaciones en la superficie.

Cabe mencionar que, tanto el espesor final como la calidad de la lámina obtenida se pueden mejorar con el acoplamiento del equipo al sistema de transmisión originalmente diseñado, ya que este se escogió pensando en mejorar dichos resultados.

Figura 6.1 Probeta inicial y resultado final después del laminado[160]

6.2.3 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO LAMINADOR

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 un retroceso tecnológico. 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.

Para determinar el plan de mantenimiento más adecuado para la máquina, se debe considerar que:

[160] Fuente: Propia

- Al tratarse de una máquina para laboratorio su tiempo de uso estará limitado a unas cuantas horas, durante un par de semanas, cada semestre. Por lo que no requiere de un mantenimiento exhaustivo.
- La máquina tiene varios elementos móviles, y elementos que se encuentran sometidos a fricción tales como, rodillos, ejes, juntas, engranajes, rodamientos, etc.
- Los rodamientos se encuentran expuestos al ambiente, por lo que habrá que poner especial atención a su mantenimiento.
- Se debe mantener el lugar donde se tenga la máquina, limpio y libre de polvo.
- La máquina solo puede ser usada por el propósito que fue diseñada. Todos los demás usos son inapropiados.

En el Anexo J se muestra una tabla, en la cual se indican los pasos a seguir y los periodos a los cuales se debe dar mantenimiento al equipo de manera que se asegure el funcionamiento continuo de la máquina.

CAPÍTULO 7

7. ANÁLISIS DE COSTOS

En el presente capítulo se realizará el estudio de los costos de diseño, construcción y montaje del equipo de laminación de cuatro rodillos para laminar tiras de aluminio. El objetivo es determinar los recursos económicos empleados para el desarrollo del proyecto.

Para el presente análisis se tomaran en cuenta los costos directos y los costos indirectos.

7.1 COSTOS DIRECTOS

Para el estudio de los costos directos se toman en cuenta los siguientes costos parciales:

- Materia Prima
- Costos de maquinado
- Costos de montaje

7.1.1 MATERIA PRIMA

Los costos de materia prima se refieren a los costos en materiales necesarios para la fabricación de los elementos constitutivos del equipo.

A continuación se detallan los costos de materia prima en la Tabla 7.1

Tabla 7.1 Costos de materia prima[161]

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL (USD)
Barra perforada de acero 147M	Ø 55x50mm	8 kg	4,13 usd/kg	33,04
Barra perforada de acero 147M	Ø 110x60mm	30 kg	4,13 usd/kg	123,9
Barra de acero SAE 1018	Ø 1 3/8	9 kg	2,22 usd/kg	19,98
Barra de acero SAE 1018	Ø 2 1/2	25 kg	2,22 usd/kg	55,5
Barra perforada de acero SAE 1018	Ø 40x25mm	19,2 kg	2,22 usd/kg	42,62
Barra de acero SAE 4140	Ø35mm	2 kg	5,5 usd/kg	13
Barra de bronce fosforado	Ø 1 1/4 x 5/8	0,82 kg	24,4 usd/kg	20
Plancha de acero A36 espesor 6 mm	400x400 mm	7,5 kg	2,1 usd/kg	15,75
Plancha de acero A36 espesor 10 mm	600x120 mm	5,65 kg	2,1 usd/kg	11,87
Eje de acero	Ø 35mm	13,6 kg	4,63 usd/kg	62,97
Acero SAE 4140	300x50 mm	36 kg	5,5 usd/kg	234
Barra perforada de acero SAE 1018	60x20 mm	11 kg	2,22 usd/kg	24,42
Barra perforada de acero SAE 1018	50x20 mm	2,6 kg	2,22 usd/kg	5,77
Barra ce acero SAE 1018	Ø 35mm	2 kg	2,22 usd/kg	4,44
Barra ce acero SAE 1018	Ø 2"	2,5 kg	2,22 usd/kg	5,55
Plancha de acero A36 espesor 1/2"	600 x 200 mm	12 kg	2,1 usd/kg	25,2
Ángulos de acero A36	50x50x2 mm	2,8 kg	2,1 usd/kg	5,88
Tubo cuadrado acero A36	50x50x2 mm	40 kg	2,1 usd/kg	84
			TOTAL	787,89

[161] Elaboración propia

7.1.2 ELEMENTOS NORMALIZADOS

Los elementos normalizados se refieren a los componentes que se pueden encontrar en el mercado.

A continuación se detallan los costos de elementos normalizados en la Tabla 7.2

Tabla 7.2 Costos de elementos normalizados[162]

DETALLE	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
Catarina NK50 Paso (5/8) 22 Dientes Acero Kana	2	18,77	37,54
Catarina NK50 Paso (5/8) 10 Dientes Acero Kana	1	7,28	7,28
Cadena Simple N.50 Paso (5/8) Acero Kana (L = 3 m)	1	36,24	36,24
Motoreductor 1,5 hp RPM entrada: 1700 rpm, RPM salida: 46 rpm	1	766,08	766,08
Variador de frecuencia 3 hp alimentación bifásica 220V, salida trifásica, 1-3F 240V	1	405,56	405,56
Panel operador básico para variador de frecuencia SINAMICS G110 6SL3255-0AA00-4BA1	1	40,32	40,32
Acople flexible para ejes L190 Uretano	1	262,3	262,3
Rodamientos de rodillos cónicos Serie: 30208 - Øint 40mm	4	8,2	32,8
Rodamientos de rodillos cónicos Serie: 32009 - Øint 45mm	6	9,8	58,8
Rodamientos de bolas 61906-2RS1Øext 47 Øint 30 mm	2	14,6	29,2
Rodamientos de bolas 61905-2RZ Øext 42 Øint 25 mm	2	14,2	28,4
Rodamientos de bolas Øext 35 Øint 16 mm	2	3,00	6,00
Crucetas	4	25,41	101,64
Anillos de seguridad	4	3,32	13,28
Pernos, tuercas y arandelas			30,00

[162] Elaboración propia

TOTAL	1855,44

7.1.3 COSTOS DE MAQUINADO

Estos costos se refieren a la mano de obra directa utilizada en las maquinas herramientas para la elaboración de las piezas del equipo. Los costos de maquinado se presentan en la tabla 7.3

Tabla 7.3 Costos de maquinado[163]

DESCRIPCION	COSTO POR HORA MAQUINA (USD/h)	TIEMPO EMPLEADO	VALOR TOTAL
Cinta de Corte	6	3	18
Torno	10	30	300
Fresa	14	10	140
Taladro	6	1	6
Amoladora	6	2	12
Soldaduras	9	2	18
Pintado			20
		TOTAL	514

7.1.4 COSTOS DE MONTAJE

Tiene que ver con los costos debidos a la mano de obra utilizada durante el ensamblaje de las diferentes partes que conforman el equipo laminador, así como las pruebas de funcionamiento y puesta a punto.

Para el montaje se considera el trabajo de dos personas durante 2 días a USD 25 diarios/trabajador, entonces el costo total de montaje es USD 100.

[163] Elaboración propia

7.1.5 COSTO DIRECTO TOTAL

Tabla 7.4 Subtotal costo directo[164]

Costos parciales	Valor
Materia Prima	787,89
Elementos Normalizados	1849,44
Maquinado	514
Montaje	100
Subtotal	**3251,33**

7.2 COSTOS INDIRECTOS

7.2.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Son los costos que se generan del uso de materiales suplementarios o insumos en la construcción de los diferentes componentes del equipo.

Tabla 7.5 Costos de materiales indirectos[164]

Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total (USD)
Electrodos E-7018	1 kg	5 usd/kg	5
Pintura anticorrosiva	1 gal	16,50 usd/gal	16,5
Tinher	1 l	1,50 usd/l	1,5
Discos de corte y desbaste	4 u	2,20 usd/u	8,8
Guaype	10 u	0,20 usd/u	2
Grata	1u	5 usd/u	5
Lijas	10u	0,5 usd/u	5
Varios			10
		TOTAL	**53,8**

[164] Elaboración propia

7.2.2 COSTOS DE INGENIERIA

Estos costos se obtienen en base al tiempo y conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de la máquina, es decir, que constituye el valor económico del ingeniero para diseñar y seleccionar los diferentes elementos de máquina

Tabla 7.6 Costos de ingeniería[165]

PROYECTO	ACTIVIDAD REALIZADA	COSTO DE INGENIERIA	TIEMPO EMPLEADO	VALOR TOTAL
Equipo laminador de 4 rodillos	Diseño del equipo, selección de elementos mecánicos y elaboración de planos	10 usd/hora	150 horas	**1500 usd**

7.2.3 COSTO TOTAL INDIRECTO

En la tabla 7.7 se muestra el total del costo indirecto

Tabla 7.7 Costos indirectos[165]

Costos parciales	Valor
Materiales Indirectos	53,8
Ingeniería	1500
Subtotal	**1553,8**

7.3 COSTOS TOTALES

Los costos totales son la suma de los costos directos e indirectos, además se considera un costo adicional, denominado costo de imprevistos para este caso se considera del 5% estos costos se muestran en la tabla 7.8

[165] Elaboración propia

Tabla 7.8 Costos total del equipo[166]

Componente del costo	Valor
Costos directos	3251,33
Costos indirectos	1553,8
Subtotal	**4805,13**
5% de imprevistos	238,25
Costo Total del Equipo	**5043,38**

7.3.1 COSTOS DEL EQUIPO CON SISTEMA DE TRASMISIÓN MANUAL

Debido a que se acopló un sistema de engranajes y palanca para comprobar el funcionamiento del equipo, es necesario hacer un análisis de costos del equipo construido con el sistema manual.

7.3.1.1 Costos directos

Para calcular los costos directos como: materia prima, elementos normalizados, maquinado y montaje se toma como referencia el punto 7.1, con la diferencia de que no se consideran los materiales necesarios para la elaboración del sistema de transmisión y que se deben sumar los costos para la fabricación de los engranajes y la palanca que forman parte del sistema manual, entonces se tienen las siguientes tablas:

[166] Elaboración propia

Tabla 7.9 Costos de materia prima con el sistema alternativo[167]

MATERIAL	DIMENSIONES	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL (USD)
Barra perforada de acero 147M	Ø 55x50mm	8 kg	4,13 usd/kg	33,04
Barra perforada de acero 147M	Ø 110x60mm	30 kg	4,13 usd/kg	123,9
Barra de acero SAE 1018	Ø 1 3/8"	6 kg	2,22 usd/kg	13,32
Barra de acero SAE 1018	Ø 2 1/2"	25 kg	2,22 usd/kg	55,5
Barra perforada de acero SAE 1018	Ø 40x25mm	19,2 kg	2,22 usd/kg	42,62
Barra de acero SAE 4140	Ø35mm	2 kg	5,5 usd/kg	13
Barra de bronce fosforado	Ø 1 1/4" x 5/8"	0,82 kg	24,4 usd/kg	20
Plancha de acero A36 espesor 6 mm	400x400 mm	7,5 kg	2,1 usd/kg	15,75
Plancha de acero A36 espesor 10 mm	600x120 mm	5,65 kg	2,1 usd/kg	11,87
Eje de acero	Ø 35mm	13,6 kg	4,63 usd/kg	62,97
Acero SAE 4140	70x70x70 mm	2,7 kg	5,5 usd/kg	14,85
Plancha de acero A36 espesor 1/2"	600 x 200 mm	12 kg	2,1 usd/kg	25,2
Ángulos de acero A36	50x50x2 mm	2,8 kg	2,1 usd/kg	5,88
Tubo cuadrado acero A36	25x25x2 mm	4,5 kg	2,1 usd/kg	9,45
Barra de acero de ø=3/4"	1 m	2,2 kg	2,1 usd/kg	4,66
			TOTAL	483,69

Para el caso de los elementos normalizados se considera lo mismo que para el caso de la materia prima, entonces se tiene:

[167] Elaboración propia

Tabla 7.10 Costos de elementos normalizados con el sistema alternativo[168]

DETALLE	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
Catarina NK50 Paso (5/8) 22 Dientes Acero Kana	2	18,77	37,54
Catarina NK50 Paso (5/8) 10 Dientes Acero Kana	1	7,28	7,28
Cadena Simple N.50 Paso (5/8) Acero Kana (L = 3 m)	1	36,24	36,24
Rodamientos de rodillos cónicos Serie: 30208 - Øint 40mm	4	8,2	32,8
Rodamientos de rodillos cónicos Serie: 32009 - Øint 45mm	6	9,8	58,8
Rodamientos de bolas 61906-2RS1Øext 47 Øint 30 mm	2	14,6	29,2
Rodamientos de bolas 61905-2RZ Øext 42 Øint 25 mm	2	14,2	28,4
Rodamientos de bolas Øext 35 Øint 16 mm	2	3,00	6,00
Anillos de seguridad	4	3,32	13,28
Pernos, tuercas y arandelas			20,00
		TOTAL	269,54

Tabla 7.11 Costos de maquinado con el sistema alternativo[168]

DESCRIPCION	COSTO POR HORA MAQUINA (USD/h)	TIEMPO EMPLEADO	VALOR TOTAL
Cinta de Corte	6	3	18
Torno	10	20	200
Fresa	14	3	42
Taladro	6	1	6
Amoladora	6	2	12
Soldaduras	9	2	18
Pintado			15
		TOTAL	311

Para el montaje se considera el trabajo de dos personas durante 1 día a USD 25 diarios/trabajador, entonces el costo total de montaje es USD 50.

[168] Elaboración propia

Tabla 7.12 Subtotal costo directo para el equipo con sistema alternativo[169]

Costos parciales	Valor
Materia Prima	483,69
Elementos Normalizados	269,54
Maquinado	311
Montaje	50
Subtotal	**1114,23**

7.3.1.2 Costos indirectos

Para el cálculo de los costos indirectos se considera lo mismo que lo mencionado en el punto 7.3.1.1

Tabla 7.13 Costos de materiales indirectos del equipo con sistema alternativo[169]

Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total (USD)
Electrodos E-7018	1 kg	5 usd/kg	5
Pintura anticorrosiva	2 l	4,25 usd/l	8,5
Tinher	1 l	1,50 usd/l	1,5
Discos de corte y desbaste	2 u	2,20 usd/u	4,4
Guaype	5 u	0,20 usd/u	1
Grata	1u	5 usd/u	5
Lijas	5u	0,5 usd/u	2,5
Varios			5
		TOTAL	**32,9**

Al no tomar en cuenta el sistema de transmisión con ejes telescópicos, el tiempo de diseño se reduce considerablemente afectando al costo, esto se muestra en la siguiente tabla:

[169] Elaboración propia

Tabla 7.14 Costos de ingeniería (sistema manual)[170]

PROYECTO	ACTIVIDAD REALIZADA	COSTO DE INGENIERIA	TIEMPO EMPLEADO	VALOR TOTAL
Equipo laminador de 4 rodillos con sistema manual	Diseño del equipo, selección de elementos mecánicos y elaboración de planos	10 usd/hora	85 horas	**850 usd**

El subtotal de costos indirectos es el siguiente:

Tabla 7.15 Costos indirectos (sistema manual)[170]

Costos parciales	Valor
Materiales Indirectos	32,9
Ingeniería	850
Subtotal	**882,9**

7.3.1.3 Costos totales de la máquina con sistema manual

Tabla 7.16 Costo total del equipo con sistema manual[170]

Componente del costo	Valor
Costos directos	1114,23
Costos indirectos	882,9
Subtotal	**1997,13**
5% de imprevistos	99,86
Costo Total del Equipo	**2096,99**

[170] Elaboración propia

CAPÍTULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 CONCLUSIONES

- Al finalizar el presente proyecto de titulación, se cumple parcialmente con el objetivo principal de diseñar y construir una máquina laminadora de cuatro rodillos, esto debido a aspectos económicos que, afectaron al proceso de construcción.

- A pesar de las modificaciones sufridas el equipo es capaz de llevar a cabo el proceso de laminación de una manera adecuada, permitiendo realizar las pruebas sin ningún inconveniente.

- En este tipo de equipos de laminación el diámetro de los rodillos de trabajo es determinante, ya que de esta variable depende, tanto la carga de laminación para deformar el material, como la reducción máxima en el espesor del mismo.

- El material escogido para los rodillos de laminación tanto de trabajo como de apoyo 147M (DIN 20MnV6), se seleccionó en base a los requerimientos de carga, bajo costo y a su accesibilidad en el mercado. Además este material nos permite realizarle tratamiento superficial lo que nos ayuda a aumentar la dureza de los rodillos.

- El equipo está en condiciones de laminar materiales con coeficientes de resistencia menores al del aluminio.

- Al tratarse de un equipo de laboratorio, esto facilitó en cierta medida la elección de los materiales para la construcción, fundamentalmente en lo que

se refiere a los rodillos. Si se tratase de una maquina destinada a la producción es necesario considerar el uso de aceros especiales tales como el K100 de bohler para su fabricación, lo que elevaría considerablemente el costo de esta máquina.

- La principal característica del diseño es la adaptación de ejes telescópicos con juntas de cardan por motivos de poco espacio entre rodillos de trabajo y debido a su característica principal de transmitir de manera óptima la potencia permitiendo el movimiento vertical del rodillo de trabajo junto con el rodillo de apoyo superior, además de que nos permite conocer la manera en que funcionan las grandes maquinas laminadoras de este tipo utilizadas en la industria metalúrgica.

8.2 RECOMENDACIONES

- Realizar un buen mantenimiento, teniendo especial cuidado con los asientos de rodamientos, y áreas móviles del equipo.

- Tener cuidado al realizar la práctica, teniendo mayor atención al momento de ingresar la probeta entre los rodillos de laminación, ya que existe riesgo de atrapamiento.

- Se recomienda trabajar con materiales cuya resistencia a la fluencia sea menor al aluminio A6061-O, ya que la maquina fue diseñada para trabajar con materiales no ferrosos con buena maleabilidad, además de asegurar un correcto funcionamiento de la laminadora.

- Utilizar este equipo únicamente para el propósito para el que fue diseñado, de lo contrario se puede ocasionar mal funcionamiento y daños permanentes al equipo.

- Se recomienda hacer un rediseño del presente proyecto, esto con el fin de que con el tiempo se pueda acoplar un motor reductor junto con el sistema de transmisión considerado inicialmente.

- De igual manera se recomienda realizar el diseño del sistema de transmisión mediante engranes con el objetivo de optimizar el espacio de trabajo, debido a que una de las desventajas del sistema de transmisión por eje telescópico con junta cardan es el gran espacio físico que utiliza este sistema.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS:

- DON BOSCO; Curso básico de matricería; Quito; ITS, Folleto; 1999
- LAZO GÓMEZ, Marcos Alberto; Diseño de sistema de corte automático en el proceso de conformado de planchas para cubiertas; Guayaquil; ESPOL; 2002
- AVNER SIDNEY, H; Introducción a la Metalurgia Física; Segunda Edición; Mc Graw Hill; México; 1988
- Castro, G; Fundamentos de Conformado Plástico; F.I.U.B.A.; Argentina; 2008
- KALPAKJIAN, S.; Manufactura, ingeniería y tecnología; 4ed.; PEARSON EDUCATION, México, 2002, pág. 312
- GROOVER, M.; Fundamentos de manufactura moderna; PRENTICE-HALL HISPANOAMERICA; México; 1997
- LINCHEVSKI, B.; Metalurgia de metales no ferrosos; MIR; Moscú; 1983; pág. 123
- BUDYNAS, R.; NISBETT K.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; McGraw-Hill; 8va ed.; México
- DIETER, G; Metalurgia Mecánica; Aguilar; Madrid; 1967
- IURMAN, L; Introducción al Trabajo Mecánico; Comisión Nacional de Energía Atómica Dto. De Metalurgia; 1ra Ed.; Buenos Aires; 1978
- POLUKHIN, P.; Rolling Mill Practice; Peace Publisher; Moscú; 1987; págs. 358-359
- CORZO, M.; Introducción a la Ingeniería de Proyectos; Limusa; México; 1972

TESIS:

- LAZO GÓMEZ, Marcos Alberto; Diseño de sistema de corte automático en el proceso de conformado de planchas para cubiertas; Guayaquil; ESPOL; 2002
- REYES, U; Proceso de Manufactura de Una Maquina Perfiladora de Lamina para Perfil Sujetador en Estructura de Invernadero; Tesis de ingeniería Industrial; IPN; México; 2011
- Calderón, S.; Diseño de Laminador Dúo para Laboratorio; Tesis de Ingeniería Mecánica; EPN; Quito; 1985

PÁGINAS WEB:

- http://www.ugr.es/~agcasco/personal/restauracion/teoria/TEMA05.htm
- http://www.upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3215/1/49409-1.pdf
- http://www.es.scribd.com/doc/113418389/deformaciones
- http://www.anexpa.org/info/extrusion.asp
- http://es.scribd.com/doc/104561485/20/PROCESO-DE-COMPRESION-INDIRECTA
- http://www.sanitiago-espindola-modelos.blogspot.com/2012_08_01_archive.html
- http://www.thefabricator.com/article/Array/los-rodillos-para-placa-siguen-rolando-placa-mas-pesada
- http://www.divyrollform.com/coldrollformingprocess.html
- http://wiki.ead.pucv.cl/index.php/Acero
- http://www.maquinariamadrid.com/docs/museo.pdf
- http://www.euskomedia.org/aunamendi/65451#5
- http://www.mwe-gmbh.com/span/servicios/trenes-de-laminacion-de-acero-de-calidad
- http://arcoysierra.blogspot.com
- http://spanish.alibaba.com/product-free/steel-plates-12183716.html

- http://www.ciencia1.com/contenido.asp?id=10624
- http://es.scribd.com/doc/177039790/Laminacion2-Mono-2010
- http://www.directindustry.es/prod/lenze-se/variadores-de-frecuencia-descentralizados-6239-422912.html
- http://www.monografias.com/trabajos13/reducty/reducty.shtml#ixzz2GbHtMOmy
- http://www.baven2000.com/motorredu.html
- http://www.monografias.com/trabajos13/reducty/reducty.shtml#ixzz2GbJXk1z0
- http://es.scribd.com/doc/48533131/tesis-cesar193
- http://mantenimientoindustrial.wikispaces.com/Lubricaci%C3%B3n+en+motores+alternativos+de+gas
- http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf
- http://www.acerosbohler.com/spanish/files/downloads/K100FSp%285%29.pdf
- http://centraltrust.net/ivanbohman/productopdf/BARRA%20Perforada.pdf

ANEXOS

ANEXO A

Catálogo de Mario Di Maio – Laminador Cuarto

ANEXO B.

Tablas con tablas, factores y valores utilizados para el diseño del equipo

ANEXO C.

Formatos para protocolo de pruebas

ANEXO D.

Selección de acople elástico

ANEXO E.

Material para rodillos de laminación

ANEXO F.

Material para los ejes portarodillos

ANEXO G.

Material para los tornillos de potencia

ANEXO H.

Material para los bocines

ANEXO I.

Catalinas y Cadenas

ANEXO J.

Plan de Mantenimiento

ANEXO K.

Hojas de Proceso

ANEXO L

Planos de Diseño

ANEXO M

Diseño del sistema manual, alternativa para el movimiento de los rodillos del equipo laminador

ANEXO N

Planos del sistema manual, alternativa para el movimiento de los rodillos del equipo laminador