

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Escuela de Graduados



DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXPERIMENTAL PARA LA
DEFORMACIÓN EN FRÍO EN UNA DIRECCIÓN DE LÁMINAS NO
FERROSAS, MEDIANTE FUERZAS DE COMPRESIÓN

Tesis para optar el Grado de Magister en
Ciencias con mención en Ingeniería Mecánica

Presentada por
Omar Bejarano Grández

LIMA, 2013

RESUMEN

En el presente trabajo se plantea la necesidad de diseñar una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión, para lograr reproducir las condiciones que influyen directamente en el procesos de deformación volumétrica, como son: la dirección, el porcentaje de deformación y la velocidad de deformación, luego se realiza a las láminas deformadas el ensayo de tracción y finalmente con los resultados obtenidos contrastarlos con las teoría de plasticidad.

El diseño se realiza con “El método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño”, se describe un estado actual de la tecnología, a continuación se desarrolla una lista de exigencias que plantea los objetivos para el diseño, por medio de una abstracción se consigue realizar la estructura de funciones donde se exploraran todas las funciones que la máquina debe de cumplir para llevar a cabo su función principal, para encontrar las posibles soluciones se presenta la “Matriz morfológica”, se evalúa las combinaciones técnica y económicamente obteniendo un proyecto definitivo a partir de la estructura de construcción óptima.

En la elaboración de los detalles, se presentará la documentación necesaria para la fabricación y selección de cada una de las piezas. Finalmente se realizó un análisis de costos que determinó que la construcción de esta máquina experimental es económicamente factible.

La ficha técnica de la máquina es:

Dimensiones	(2 164 x 724 x 1 746) mm
Masa	228 Kg
Potencia	3,0 kW
Separación entre rodillos	0 a 45 mm
Reducción máxima por pasada	0,05 mm

Dedicatoria

El presente trabajo está dedicado a mi madre la Ing. Luz Marina Grández Ibérico que me apoyo en todo momento a realizar y culminar mi estudios de posgrado.



Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería FIM-UNI, al apoyo incondicional de sus profesores y a todos los que me alentaron a escribir y concluir esta tesis.



INDICE

INTRODUCCIÓN	1
Antecedentes	1
Definición del problema	3
Justificación	5
Propuesta solución	7
CAPÍTULO I	
FUNDAMENTO TEÓRICO	8
1.1 TEORÍA DE LA PLASTICIDAD	8
1.1.1 Efecto de Bauschinger	11
1.1.2 Efecto de la velocidad de deformación	12
1.1.3 Efecto de la temperatura	12
1.1.4 Modelos y ecuaciones empíricas tensión-deformación	13
1.1.5 Laminación en frío	16
1.1.6 Consideraciones generales	17
1.2 FORMULACIÓN MATEMÁTICA	19
1.2.1 Deformación elástica de los rodillos	21
1.2.2 Teoría de laminación de Von Karman	23
1.2.3 Análisis de una solución aproximada	28
1.2.4 Espesor mínimo para la laminación en frío	32
1.3 OBJETIVO PRINCIPAL Y SECUNDARIOS	35
1.3.1 Objetivo principal	35
1.3.2 Objetivo secundario	35
1.4 RESULTADOS ESPERADOS	36
Bibliografía	37
CAPITULO II	
METODOLOGÍA DEL DISEÑO	38
2.1 CONCEPCIÓN DE LA SOLICITUD	40

2.1.1 Estado de la tecnología	40
2.1.2 Lista de exigencias	44
2.1.3 Plan de trabajo	49
2.2 ELABORACIÓN DEL CONCEPTO	50
2.2.1 Abstracción	50
2.2.2 Estructura de funciones	52
2.2.3 Concepto solución	54
2.2.3.1 Matriz Morfológica	55
2.2.3.2 Disposición básica	56
2.2.3.3 Evaluación del concepto solución	60
2.3 ELABORACIÓN DEL PROYECTO	65
2.3.1 Proyecto preliminar	65
Bibliografía	67
CAPITULO III	
DISEÑO DE COMPONENTES MECÁNICOS	68
3.1 ELABORACIÓN DE LOS DETALLES	68
3.2 ESQUEMA GENERAL DE LA MÁQUINA	69
3.3 POTENCIA Y FUERZA NECESARIA PARA LA LAMINACIÓN	74
3.3.1 Parámetros “K” y “n”	74
3.3.2 Cálculo de “K” y “n” del Latón a diferentes deformaciones	75
3.3.3 Cálculo de la fuerza de compresión y potencia de laminación	77
3.4 DISEÑO DE LOS ENGRANAJES RECTOS	85
3.4.1 Cálculo de las dimensiones geométricas	85
3.4.2 Cálculo por resistencia a la flexión	87
3.4.3 Cálculo por resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente	91
3.4.4 Cálculo de la conexión engranaje-árbol: Chaveta	92
3.5 RODILLOS DE LAMINACIÓN	94
3.5.1 Análisis de la sección C	97
3.5.2 Deformación en el rodillo de laminación	100

3.5.2.1 El método de los elementos finitos (MEF)	100
3.5.2.2 Software para el análisis del MEF	101
3.5.2.3 Resultados de la deformación por el MEF	101
3.5.2.4 Verificación del método de los elementos finitos.	102
3.5.3 Análisis vibracional en el rodillo	104
3.6 TORNILLO DE POTENCIA	105
3.7 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN	110
3.7.1 Árbol de transmisión 01	110
3.7.1.1 Análisis de la sección B	114
3.7.1.2 Deformación en el árbol 01.	117
3.7.1.3 Análisis vibracional	118
3.7.2 Árbol de transmisión 02	119
3.7.2.1 Análisis de la sección C	122
3.7.2.2 Deformación en el árbol 02.	125
3.7.2.3 Análisis vibracional	126
3.8 EJE DE TRANSMISIÓN	127
3.8.1 Análisis vibracional	128
3.9 BARRA DE SOPORTE PRINCIPAL	129
3.10 BASE DE BARRAS DE SOPORTE	132
3.11 BLOQUE INFERIOR DE SOPORTE RODILLOS	135
3.12 BLOQUE SUPERIOR DE SOPORTE RODILLOS	138
3.13 BLOQUE SOPORTE DEL TORNILLO DE POTENCIA	141
3.14 CAMISETA PARA TORNILLO DE POTENCIA	144
3.15 PORTA SENSOR DE CARGA	147
3.16 TAPA DE RESORTES	150
3.17 MESA DE SOPORTE	153
3.18 CÁLCULO DEL RESORTE DE COMPRESIÓN.	157
3.19 CÁLCULO DE TORNILLOS DE UNIÓN.	159
3.19.1 Cálculo de la rigidez del tornillo C_t y rigidez de la palca C_p	159

3.19.2 Calculo de las fuerzas y esfuerzos actuantes	161
Bibliografía	166
CAPÍTULO IV	
ANÁLISIS DE COSTOS	168
4.1 METRADO DE ELEMENTOS PRINCIPALES.	168
4.2 METRADO DE TREN DE LAMINACIÓN	172
4.3 METRADO DE LA CAJA DE ENGRANAJES.	176
4.3.1 Montaje	179
4.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	179
CONCLUSIONES	180
ANEXO I - Selección del Motoreductor	182
ANEXO II - Selección de los acoplamientos	184
ANEXO III - Selección de la junta homocinética.	188
ANEXO IV - Selección de rodamientos	191
ANEXO V - Selección de los sensores de carga y desplazamiento	197
ANEXO VI - Factores de Seguridad recomendados	201
ANEXO VII - Gráficas de espesor mínimo de laminación según el ancho y el material	202

Lista de Tablas

Tablas	Página
Tabla 1. Espesores por ancho de lámina.	7
Tabla 2.1 Lista de exigencias	48
Tabla 2.2 Plan de trabajo.	49
Tabla 2.3 Evaluación técnica del concepto solución.	62
Tabla 2.4 Evaluación económica del concepto solución.	63
Tabla 3.1 Coeficiente de resistencia “ K ” y exponente de endurecimiento “ n ”. [2]	74
Tabla 3.2. Parámetros según los % de reducción del Latón 7030.	77
Tabla 3.3 Valores de coeficiente de rozamiento “ μ ” en procesos de laminación. [5]	78
Tabla 3.4. Torque y fuerza máxima necesaria según el porcentaje de reducción inicial de la tira.	82
Tabla 3.5 Recomendación para el ancho del diente (b). [7]	87
Tabla 3.6 Factores de accionamiento. [7]	89
Tabla 3.7 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.	90
Tabla 3.8 Factores que afectan la resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente.	91
Tabla 3.9 Factores para el esfuerzo admisible para el engranaje. [9]	92
Tabla 3.10 Factores para el esfuerzo admisible para el árbol. [9]	93
Tabla 3.11 Factores para el esfuerzo admisible para la chaveta. [9]	93
Tabla 3.12 Propiedades mecánicas DIN 17200 34CrNiMo6.	94
Tabla 3.13 Condiciones de diseño.	95
Tabla 3.14 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.	98
Tabla 3.15 Factores de seguridad para el rodillo de laminación.	100
Tabla 3.16 Modos de vibración del rodillo de laminación.	104
Tabla 3.17 Valores característicos para el diseño tornillo de potencia.	106
Tabla 3.18 Valores de dxP . [13]	107
Tabla 3.19 Dimensiones del tornillo de potencia según DIN 513. [14]	107
Tabla 3.20 Dimensiones del tornillo.	108
Tabla 3.21 Fuerzas actuantes y reacciones en el árbol 01.	110

Tabla 3.22 Condiciones de diseño.	111
Tabla 3.23 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.	115
Tabla 3.24 Factores de seguridad para el árbol 01.	116
Tabla 3.25 Modos de vibración del árbol 01.	118
Tabla 3.26 Condiciones de diseño.	119
Tabla 3.27 Factores que afectan la resistencia a la fatiga	123
Tabla 3.28 Factores de seguridad para el árbol 02.	124
Tabla 3.29 Modos de vibración del árbol 02.	126
Tabla 3.30 Modos del eje de transmisión.	128
Tabla 3.31 Propiedades del material	129
Tabla 3.32 Propiedades físicas y tamaño del mallado 01.	130
Tabla 3.33 Propiedades físicas y tamaño del mallado 02.	132
Tabla 3.34 Propiedades físicas y tamaño del mallado 03.	136
Tabla 3.35 Propiedades físicas y tamaño del mallado 04.	139
Tabla 3.36 Propiedades físicas y tamaño del mallado 05.	142
Tabla 3.37 Propiedades físicas y tamaño del mallado 06.	145
Tabla 3.38 Propiedades físicas y tamaño del mallado 07.	148
Tabla 3.39 Propiedades físicas y tamaño del mallado 08.	151
Tabla 3.40 Propiedades físicas y tamaño del mallado 09.	154
Tabla 3.41 Modos de vibración del mesa de soporte.	156
Tabla 3.42 Tabla de dimensiones del resorte.	158
Tabla 3.43 Medidas del tornillo.	160
Tabla 3.44 Parámetros para determinar el C_p .	160
Tabla 3.45 Valores recomendados para el asentamiento. [16]	162
Tabla 3.46 Constantes del tornillo.	163
Tabla 3.47 Propiedades mecánicas de tornillos (extracto ISO 898). [16]	164
Tabla 3.48 Presión superficial admisible. [16]	165
Tabla 4.1 Peso del material de los elementos principales.	168
Tabla 4.2 Accesorios y elementos de máquinas de los elementos principales.	169
Tabla 4.3 Costo por hora de los procesos de fabricación.	170
Tabla 4.4 Costo de maquinado para los elementos principales.	170
Tabla 4.5 Costo total de los elementos principales.	171
Tabla 4.6 Peso de material del tren de laminación.	172

Tabla 4.7 Accesorios y elementos de máquinas del tren de laminación.	173
Tabla 4.8 Costo de maquinado para el tren de laminación.	174
Tabla 4.9 Costo total del tren de laminación.	175
Tabla 4.10 Peso de material de la caja de engranajes.	176
Tabla 4.11 Accesorios y elementos de máquinas de la caja de engranajes.	177
Tabla 4.12 Costo de maquinado de la caja de engranajes.	178
Tabla 4.13 Costo total de la caja de engranajes.	178
Tabla 4.14 Costo total de la máquina	179
Anexo I - Tabla 1 Características Motoreductor SEW K67 DV100L4.	183
Anexo II - Tabla 1 Dimensiones del acoplamiento R+W tipo EK1.	185
Anexo II - Tabla 2 Dimensiones del acoplamiento R+W tipo EKL.	187
ANEXO III – Tabla 1 Datos para la selección de la junta homocinética.	188
ANEXO III – Tabla 2 Especificaciones de los tornillos para la junta tipo 116.	189
ANEXO III – Tabla 3 Dimensiones generales de la junta tipo 116.	190
ANEXO III – Tabla 4 Dimensiones específicas de la junta tipo 116.	190
ANEXO IV – Tabla 1 Parámetros para selección de rodamientos de rodillos	191
ANEXO IV – Tabla 2 Parámetros de selección de rodamientos.	192
ANEXO IV – Tabla 3 Parámetros para selección de rodamientos de bolas.	193
ANEXO IV – Tabla 4 Parámetros de selección de rodamientos	194
ANEXO IV – Tabla 5 Parámetros para selección de rodamientos de bolas.	195
ANEXO IV – Tabla 6 Parámetros de selección de rodamientos	196
ANEXO V – Tabla 1 Especificación técnica sensor de carga BURSTER.	197
ANEXO V – Tabla 2 Especificación técnica sensor de desplazamiento BURSTER.	199
ANEXO VI – Tabla 1 Factores de seguridad recomendados	201

Lista de Figuras

Figuras	Página
Figura 1. Definición del problema	3
Figura 2 Proceso de laminación plana	5
Fig. 1.1 Efecto Bauschinger. [5]	11
Fig. 1.2 Esfuerzo vs velocidad de deformación. [6]	12
Fig. 1.3 Ductilidad vs Temperatura. [6]	13
Fig. 1.4 Modelos tensión-deformación.	14
Fig. 1.5 Geometría de la laminación, fuerzas actuantes. [8]	18
Figura 1.6 Distribución elíptica de la presión sobre los rodillos. [9]	21
Figura 1.7 Distribución de la presión en la laminación en frío, tiras sin tensión. [10]	26
Figura 1.8 Distribución de la presión en la laminación en frío, aluminio recocido.[11]	27
Figura 1.9 Variación de la fuerza y torque de los rodillos con reducción del espesor para distintos valores de $\mu\sqrt{R'/h_1}$.	30
Figura 1.10 Curvas de laminación en frío para tiras de metal.	31
Figura 1.11 Mínimo espesor en la laminación en frío en función de la reducción, el coeficiente de fricción y el esfuerzo de fluencia.	33
Figura 2.1 Proceso generalizado de desarrollo y diseño. [1]	39
Figura 2.2 Máquina laminadora en frío Guanghua - GH550. [2]	41
Figura 2.3 Máquina laminadora Guanghua ZJ200, 220, 250, 300, 350,400. [3]	42
Figura 2.4 Laminadora semi industrial Cavallin M-120. [4]	43
Figura 2.5 Laminadora marca LOMA, 10 HP, con inversión. [5]	44
Figura 2.6 Caja negra.	51
Figura 2.7 Estructura de funciones.	53
Figura 2.8 Matriz morfológica.	56
Figura 2.9 Concepto solución S1.	57
Figura 2.10 Concepto solución S2.	58
Figura 2.11 Concepto solución S3.	59
Figura 2.12 Concepto solución S4.	60
Figura 2.13 Diagrama de evaluación.	64

Figura 2.14 Proyecto preliminar óptimo.	66
Figura 3.1 Esquema general de la máquina.	70
Figura 3.2 Sub ensamble de caja de transmisión.	71
Figura 3.3 Sub ensamble de caja de transmisión, vista 1.	72
Figura 3.4 Sub ensamble de caja de transmisión, vista 2.	73
Figura 3.5 Curvas de esfuerzo- deformación del Latón 7030. [3]	76
Figura 3.6 Esfuerzo vs deformación en escala log-log. [4]	76
Figura 3.7 Velocidad de deformación para diferentes procesos. [6]	80
Figura 3.8 Torque del motor vs espesor de laminación.	83
Figura 3.9 Fuerza de compresión del rodillo vs espesor de laminación.	84
Figura 3.10 Diagrama de fuerza aplicadas en un engranaje recto. [8]	88
Figura 3.11 Esquema de fuerzas actuantes en los rodillos de laminación.	94
Figura 3.12 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor para el rodillo de laminación.	96
Figura 3.13 Geometría en el punto B.	97
Figura 3.14 Deformación del rodillo de laminación.	101
Figura 3.15 Método analítico de los ejes escalonados. [11]	102
Figura 3.16. Dimensiones para el cálculo de la deformación máxima.	103
Figura 3.17 Esquema de fuerzas en el tornillo de potencia	105
Figura 3.18 Esquema del tornillo de potencia. [12]	106
Figura 3.19 Esquema de fuerzas actuantes en árbol 01.	110
Figura 3.20 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 01, plano ZX.	112
Figura 3.21 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 01, plano XY.	113
Figura 3.22 Geometría en el punto B.	114
Figura 3.23 Deformación del rodillo de laminación.	117
Figura 3.24 Esquema de fuerzas actuantes en árbol 02.	119
Figura 3.25 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 02, plano ZX.	120
Figura 3.26 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 02, plano XY.	121
Figura 3.27 Geometría en el punto C.	122

Figura 3.28 Deformación del rodillo de laminación.	125
Figura 3.29 Esquema de fuerzas actuantes.	129
Figura 3.30 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	130
Figura 3.31 Deformación Total.	131
Figura 3.32 Esquema de fuerzas actuantes.	132
Figura 3.33 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	133
Figura 3.34 Deformación Total.	134
Figura 3.35 Esquema de fuerzas actuantes.	135
Figura 3.36 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	136
Figura 3.37 Deformación Total.	137
Figura 3.38 Esquema de fuerzas actuantes.	138
Figura 3.39 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	139
Figura 3.40 Deformación Total.	140
Figura 3.41 Esquema de fuerzas actuantes.	141
Figura 3.42 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	142
Figura 3.43 Deformación Total.	143
Figura 3.44 Esquema de fuerzas actuantes.	144
Figura 3.45 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	145
Figura 3.46 Deformación Total.	146
Figura 3.47 Esquema de fuerzas actuantes.	147
Figura 3.48 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	148
Figura 3.49 Deformación Total.	149
Figura 3.50 Esquema de fuerzas actuantes.	150
Figura 3.51 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	151
Figura 3.52 Deformación Total.	152
Figura 3.53 Esquema de fuerzas actuantes.	153
Figura 3.54 Esfuerzos equivalentes de von Mises.	154
Figura 3.55 Deformación Total.	155
Figura 3.56 Esquema general del resorte.	157
Figura 3.57 Esquema de dimensiones del resorte. [15]	157
Figura 3.58 Esquema de fuerza exterior actuante en los tornillos.	159
Figura 3.59 Modelo de rigidez del tornillo [16]	159
Figura 3.60 Diagrama de fuerza deformación. [16]	161

ANEXO I - Figura 1 Selección del Moto-reductor SEW-EURODRIVE.	182
ANEXO II - Figura 1 Acoplamiento R+W tipo EK1.	184
ANEXO II - Figura 2 Disposición del acoplamiento R+W tipo EK1.	185
ANEXO II - Figura 3 Acoplamiento R+W tipo EKL.	186
ANEXO II - Figura 4 Disposición del acoplamiento R+W tipo EKL.	187
ANEXO III - Figura 1 Junta homocinética GKN. Tipo 116.	189
ANEXO III-Figura 2 Distribución de agujeros, conexión atornillada de la junta	189
ANEXO III - Figura 3 Leyenda del ANEXO III – Tabla 3 y 4.	190
ANEXO IV - Figura 1 Características del rodamiento FAG.	192
ANEXO IV - Figura 2 Características del rodamiento SKF.	193
ANEXO IV - Figura 3 Características del rodamiento SKF.	195
ANEXO V – Figura 1 Sensor de Carga.	197
ANEXO V – Figura 2 Esquema del sensor de carga.	198
ANEXO V – Figura 3 Sensor de desplazamiento.	199
ANEXO V – Figura 4 Esquema del sensor de desplazamiento.	200
ANEXO VII – Fig. 1 Ancho de lámina (b) vs Espesor inicial (h_1) – Latón 7030 Recocido, deformado inicialmente por laminación en frío al 11% - $K=8383\text{MPa}$ $n=0,68$	202
ANEXO VII – Fig. 2 Ancho de lámina (b) vs Espesor inicial (h_1) – Aleaciones de Cobalto con Tratamiento Térmico - $K=2070\text{MPa}$ $n=0,50$	203
ANEXO VII – Fig. 3 Ancho de lámina (b) vs Espesor inicial (h_1) – Aluminio 2024-T4 - $K=690\text{MPa}$ $n=0,16$	204
ANEXO VII – Fig. 4 Ancho de lámina (b) vs Espesor inicial (h_1) – Molibdeno Recocido - $K=725\text{MPa}$ $n=0,13$	205

Simbología

A_K	Área efectiva.
A_i	Área de la sección.
a_1	Fiabilidad del 90%
a_d	Addendum.
a	Factor de ajuste de vida.
b_d	Ancho del diente.
b	Dedendum.
c	Constante del rodillo de laminación.
C_d	Capacidad dinámica.
C_{of}	Confiabilidad
C_p	Rigidez de la placa
C_p	Rigidez del tornillo.
c_c	Confiabilidad estadística.
c_{carga}	Coefficiente de carga.
c_s	Coefficiente de superficie.
c_t	Coefficiente de tamaño.
c_{temp}	Coefficiente de temperatura.
D_L	Diámetro medio del cojinete
D_{eR}	Diámetro exterior del resorte.
D_{ext}	Diámetro exterior.
D_{iR}	Diámetro interior del resorte.
$D_{máx}$	Diámetro máximo.
D	Diámetro del rodillo.
DMF	Diagrama del momento flector.
DMT	Diagrama del momento torsor.
d_{e1}	Diámetro de paso, engranaje 1.
d_1	Diámetro efectivo del tornillo.
d_2	Diámetro de paso, engranaje 2.
d_{3min}	Diámetro mínimo, tornillo de potencia.
d_R	Diámetro de la espira del resorte.
d_{ag}	Diámetro del agujero.

d_t	Diámetro medio del tornillo de potencia.
E	Módulo de Young.
E_1	Engranaje 1.
E_2	Engranaje 2
E_r	Módulo de Young del rodillo
e	Deformación convencional o de ingeniería.
F_1	Fuerza.
$F_{M/min}$	Fuerza de montaje mínima.
F_a	Fuerza axial.
F_{as}	Fuerza de ajuste
F_{com}	Fuerza de compresión total ejercida sobre el rodillo.
F_{ext}	Fuerza exterior.
$F_{ext/p}$	Fuerza exterior sobre las placas
F_n	Fuerza de compresión del resorte hasta n .
F_r	Fuerza radial.
F	Fuerza ejercida en el centro del rodillo.
FC	Fuerza cortante.
FS	Factor de seguridad
f	Flecha máxima.
f_h	Factor de diseño según funcionamiento.
f_A	Flecha en el punto A.
f_B	Flecha en el punto B.
f_s	Factor de diseño según requerimiento.
G	Torque por unidad de longitud.
G^*	Torque por unidad de longitud estimado.
h	Espesor de la lámina en el momento de la laminación.
h_1	Espesor inicial de la lámina.
h_2	Espesor final de la lámina.
h_t	Altura total del diente.
i	Relación de transmisión.
K	Coefficiente de resistencia
$\bar{K}_g(r)$	Esfuerzo de fluencia promedio para calcular el torque.
$\bar{K}_p(r)$	Esfuerzo de fluencia promedio para determinar la fuerza de compresión.

K_A	Factor de servicio.
K_f	Factor de concentración para la flexión.
K_t	Factor de concentración para la torsión.
K_λ	Factor de diseño para la conexión tipo chaveta.
\bar{k}	Esfuerzo de fluencia en función de la reducción de espesores.
k_0	Esfuerzo de fluencia sin endurecimiento.
k	Esfuerzo de fluencia luego de deformación plástica.
L_{0R}	Longitud del resorte.
L_{10m}	Vida nominal al 90%
L_i	Longitud de cada tramo de rigidez del tornillo.
L_p	Espesor de la placa.
l_t	Longitud del tornillo.
l	Longitud del arco de contacto.
M_G	Torque para la conexión homocinética rígida.
M_R	Par necesario para bajar la carga.
M_f	Momento flector.
M_t	Fuerza de montaje.
M_t	Momento torsor.
M_w	Torque en el eje
m_f	Relación de engrane.
m	Módulo.
N	Punto neutro.
n	Exponente de endurecimiento por deformación
O	Centro del rodillo superior.
O'	Centro del rodillo inferior.
P	Resultante de la fuerza vertical.
P^*	Fuerza por unidad de longitud de la compresión estimada.
P_d	Paso diametral.
P_e	Carga efectiva del rodamiento.
P_{motor}	La potencia del motor eléctrico
P_o	Potencia.
P_t	Paso del tornillo de potencia.
p_0	Esfuerzo de compresión en el centro del rodillo.

p_{adm}	Presión admisible.
p_m	Esfuerzo generado por la conexión chaveta – engranaje.
p_{zul1}	Esfuerzo de fluencia 1.
p_{zul2}	Esfuerzo de fluencia 2.
p_{zul3}	Esfuerzo de fluencia 3.
p_v	Esfuerzo principal 02.
p	Exponente de la ecuación de vida.
q_0	Presión vertical en el centro del rodillo.
q	Esfuerzo principal 01.
R	Radio real del rodillo.
R'	Radio teórico del rodillo.
R_R	Constante de rigidez del resorte.
R_Z	Altura promedio de la rugosidad.
R_{ay}	Reacción en el punto A en la dirección del eje Y .
R_{by}	Reacción en el punto B en la dirección del eje Y .
R_{bz}	Reacción en el punto B en la dirección del eje Z .
R_{cy}	Reacción en el punto C en la dirección del eje Y .
R_{dy}	Reacción en el punto D en la dirección del eje Y .
R_{dz}	Reacción en el punto D en la dirección del eje Z .
R_e	Límite de elasticidad del engranaje,
R_{eN}	Límite de elasticidad del engranaje, 0.2%
R_m	Límite elástico del material.
R_t	Acabado superficial.
r	Reducción fraccional.
S	Factor de seguridad.
S_F	Seguridad contra la fluencia (estático)
S_{Fmin}	Factor de seguridad mínimo.
S_{Hmin}	Factor de seguridad para evitar picaduras (pitting)
S_t	Espesor del diente.
s_n	Longitud del resorte hasta el punto n .
s	Deslizamiento hacia adelante.
T	Resultante de la fuerza horizontal.
T	Torque necesario por rodillo de laminación.

T_1	Fuerza por unidad de longitud a la salida.
T_2	Fuerza por unidad de longitud a la entrada.
T_{AS}	Par máximo del accionamiento.
T_{KN}	Par nominal del acoplamiento.
$T_{máx}$	Torque máximo.
T_{nom}	Torque nominal.
T_t	Temperatura de trabajo.
t_1	Tensión externa a la entrada de la lámina por unidad de longitud.
t_2	Tensión externa a la salida de la lámina por unidad de longitud.
U	Área de laminación por unidad de tiempo
ν_r	Relación de Poisson del rodillo.
ν_t	Velocidad en la línea de paso.
W_r	Fuerza radial.
W_t	Fuerza tangencial.
x	Distancia
Y_{Fa}	Factor de forma.
Y_{NT}	Factor de duración.
$Y_{Rrel.T}$	Factor de acabado superficial.
Y_{ST}	Factor de corrección de la tensión.
Y_{Sa}	Factor de concentración de tensión.
Y_X	Factor de tamaño.
Y_β	Factor de inclinación de la hélice.
$Y_{\delta rel.T}$	Cifra relativa de apoyo.
Y_ε	Factor de engrane.
Z_1	Número de dientes, engranaje 1.
Z_E	Factor de elasticidad
Z_H	Factor de zona
Z_L	Factor de lubricación.
Z_{NT}	Factor de duración por presión en el flanco.
Z_R	Factor de rugosidad.
Z_V	Factor de velocidad
Z_W	Factor de apareamiento de los materiales
Z_x	Factor de tamaño

Z_β	Factor de ángulo de hélice
Z_ε	Factor de engrane.
Δh_{max}	Draft máximo.
α_a	Factor de ajuste.
α_p	Ángulo de presión.
α	Ángulo total del arco de contacto.
β_f	Factor efectivo de concentración de esfuerzos para la flexión.
β_t	Factor efectivo de concentración de esfuerzos para la torsión.
$\delta_{máx}$	Deformación máxima.
δ	Diferencia de espesores.
ε_1	Deformación principal 1.
ε_2	Deformación principal 2.
ε_3	Deformación principal 3.
ε	Deformación real
η	Factor de sensibilidad a la entalla.
η_t	Rendimiento del tornillo de potencia.
η_1	Eficiencia mecánica
η_2	Eficiencia de laminación
η_A	Eficiencia de funcionamiento del tornillo de potencia.
λ_a	Constante para el ancho del diente.
λ	Constante para el proceso de laminación.
μ	Coefficiente de rozamiento.
ξ	Distancia.
μ_G	Coefficiente de fricción en la rosca del tornillo de potencia.
ξ_0	Constante en función de la relación de espesores.
ξ_n	Constante en función de la relación de espesores en el punto neutral.
π	Constante matemática Pi.
σ	Esfuerzo.
σ_B	Esfuerzo máximo del material
σ_F	Esfuerzo de fluencia del material
σ_{FN}	Tensión nominal en la raíz del diente.
σ_{FP}	Tensión admisible.
σ_{Flim}	Esfuerzo de fluencia del material en la raíz.

σ_{HN}	Tensión nominal en el punto de rodadura
σ_{HP}	Tensión admisible del material
σ_{Hlim}	Esfuerzo de fluencia del material en el flanco.
σ_V	Esfuerzo equivalente.
σ_Y	Esfuerzo a la fluencia.
σ_{aeq1}	Esfuerzo equivalente de Mises.
σ_{alt}	Esfuerzo alternante del material
σ_{ef}	Esfuerzo equivalente
σ_{eqm0}	Resistencia al montaje.
σ_{fa}	Esfuerzo de flexión, alternante puro.
σ_{fa1}	Esfuerzo equivalente alternante para la flexión.
σ_{fm}	Esfuerzo equivalente estático para la flexión.
σ_{meq}	Esfuerzo equivalente de von Mises.
σ_{seq}	Esfuerzo equivalente superior.
σ_t	Esfuerzo de fluencia a la tracción.
σ_{vzul}	Esfuerzo de fluencia efectivo.
$\tau_{1,2}$	Esfuerzo cortante estático.
$\tau_{k 1,2}$	Esfuerzo cortante dinámico.
τ_{ta}	Esfuerzo equivalente alternante para la torsión.
τ_{tm}	Esfuerzo de torsión estático.
τ_{tm}	Esfuerzo equivalente estático para la torsión.
τ_{zul}	Esfuerzo cortante permisible.
φ	Factor para el funcionamiento.
ψ_n	Ángulo de ubicación del punto neutral.
ϕ	Ángulo de referencia.
ϕ_{base}	Diámetro círculo base.
ϕ_{eje}	Diámetro estimado del eje.
ϕ_n	Ángulo de ubicación del punto neutro N .
ϕ_{paso}	Diámetro de paso.
ϕ_{raiz}	Diámetro círculo de raíz.
ω	Velocidad angular de laminación.

INTRODUCCIÓN

ANTECEDENTES

La descripción matemática de la deformación elástica de los materiales está desarrollada por la Teoría de la Elasticidad. En la región elástica se tiene una relación sencilla entre las tensiones y deformaciones, estas últimas dependen solamente de los estados de tensión iniciales y finales, siendo independientes de los estados intermedios. Se puede decir que las características fenomenológicas de las deformaciones elásticas corresponden a un proceso reversible.

La deformación plástica depende no solamente de las cargas o tensiones finales, sino también de los valores intermedios, es decir, de la historia de las cargas a lo largo del proceso de deformación plástica. Las características fenomenológicas de las deformaciones plásticas corresponden a un proceso irreversible.

Por consiguiente, para describir matemáticamente y obtener una solución manejable en el campo plástico, es común establecer ciertas hipótesis que simplifiquen el tratamiento matemático de los procesos plásticos.

El fenómeno de plasticidad es estudiado simultáneamente por la física del estado sólido y mecánica del continuo. El primero estudia el comportamiento plástico de los sólidos a través del estudio de las estructuras cristalinas, sus propiedades e imperfecciones de las mismas (dislocaciones, bordes de grano, vacancias, etc.) La mecánica del continuo, independientemente, ha desarrollado sus hipótesis sin considerar la estructura de la materia.

En la teoría de la elasticidad se asumen que un cuerpo es isotrópico, que es cuando su comportamiento es independiente respecto de la dirección en que se la considere y es homogéneo cuando presenta iguales propiedades en todos los puntos.

Los materiales utilizados en ingeniería cumplen con estas condiciones desde el punto de vista macroscópico y estadístico, pero si son observados a través de un microscopio es fácil comprobar que no cumplen con la condición de homogeneidad ya que la mayoría de los metales están constituidos por más de una fase y comúnmente se dan en ellas segregaciones químicas, determinando propiedades no idénticas.

La deformación plástica de los metales es físicamente anisotrópicas. El deslizamiento de los planos cristalinos es netamente direccional, en consecuencia cualquier isotropía inicial que existiera en el material se destruye al ser deformado plásticamente.

La solución completa de un problema de deformación plástica requiere hallar la distribución de las tensiones y de las deformaciones en todo el cuerpo que se deforma, tanto en las zonas elásticas como en las plásticas. Matemáticamente es posible hallar la solución completa de un problema plástico porque se dispone de tantas ecuaciones como incógnitas se tiene. Sin embargo, la complejidad del manipuleo de estas ecuaciones, hace que se prefieran métodos aproximados de solución en la mayor parte de los casos.

En la teoría de plasticidad, se idealiza el comportamiento complejo del material real, considerando un material plástico ideal que es isotrópico y homogéneo, se ignora el efecto Bauschinger¹. Se hace una idealización al considerar que el material es rígido plástico, es decir que las deformaciones son solamente plásticas, ignorándose las deformaciones elásticas en el mecanismo de deformación.

En este trabajo se utilizará la teoría de la plasticidad para plantear las ecuaciones físico-matemáticas que rigen el comportamiento de los metales.

Los materiales que usarán para estudiar la teoría de plasticidad son los metales, por lo general se utilizan las aleaciones, que están compuestos de dos o más elementos, con al menos uno en forma metálica. Los metales se dividen en dos grupos: ferros y no ferrosos.

¹ El efecto consiste en someter una probeta a una prueba de tracción y posteriormente a una de compresión o viceversa.

Los metales ferrosos se basan en el hierro, incluye acero y hierro colado. Este grupo de metales son los más importantes debido a su amplio uso en la industrial. Las aleaciones de hierro y carbono forman acero y hierro colado.

Los metales no ferrosos incluyen a los demás elementos metálicos y sus aleaciones. Casi siempre las aleaciones tienen más importancia comercial que los elementos puros. Los metales no ferrosos incluyen los metales puros y aleaciones de aluminio, cobre, magnesio, níquel, plata, titanio, zinc y otros metales.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En los procesos de deformación plástica en el que el sentido principal de la deformación es unidireccional no se puede reproducir las condiciones principales que influyen directamente en el proceso, como son: la dirección, el porcentaje de deformación y la velocidad de deformación de las probetas a estudiar.

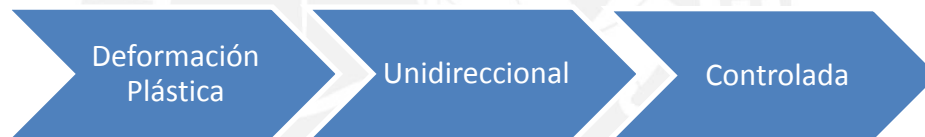


Figura 1. Definición del problema

Los procesos de deformación volumétrica en el trabajo de metales se realizan por medio de operaciones de trabajo en frío, tibio y caliente. El trabajo en frío es adecuado cuando el cambio de forma inicial es menos severo y hay necesidad de mejorar las propiedades mecánicas como puede por ejemplo el esfuerzo a la fluencia, también para alcanzar un buen acabado en la pieza final. El trabajo en caliente, a su vez, involucra una deformación volumétrica mayor si se aplicara las mismas fuerzas de compresión en frío.

En el proceso de deformación en frío el trabajo necesario para cambiar las dimensiones del material es mayor en comparación con los procesos en tibio y caliente. Las formas iniciales incluyen barras, cilindros u otras formas estándar. Los procesos de deformación volumétricas que refieran las formas originales, algunas veces mejoran las propiedades

mecánicas y siempre adicionan un valor comercial al producto. El trabajo de los procesos de deformación consiste en someter el metal a un esfuerzo suficiente para hacer que este fluya plásticamente y tome la forma deseada.

La importancia de los procesos de deformación volumétrica surge a partir de que:

- a) Con las operaciones de trabajo en caliente se puede lograr cambios significativos en la forma de las piezas de trabajo.
- b) Las operaciones de trabajo en frío se pueden usar no solamente para dar forma al producto, sino también para incrementar su resistencia mediante el endurecimiento por deformación.

Los procesos de deformación volumétrica más importantes son: laminado, forjado, extrusión, estirado de alambre y barras.

1. Proceso de forjado

El forjado es un proceso en el cual se comprime un metal de trabajo entre dos troqueles, aplicando una fuerza impacto o presión en un corto plazo de tiempo para formar una pieza, en la industria es un proceso importante por el cual se hace una gran cantidad de componentes.

2. Proceso de laminación

El término de laminación se emplea para describir distintos procesos de conformado plástico, cuya característica fundamental es de que el metal es deformado por medio de rodillos (ver Fig.2). El metal en estas operaciones es sometido a compresión entre dos rodillos y la rotación de estos sirve por lo común para hacer avanzar al metal en forma continua.

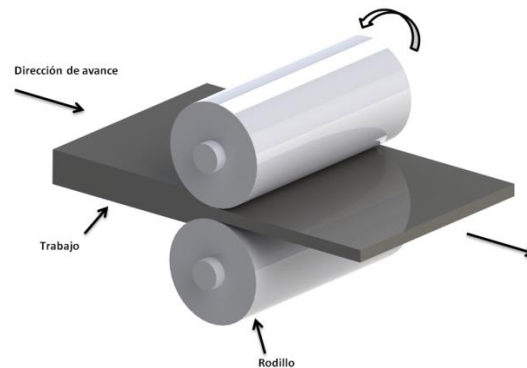


Figura 2 Proceso de laminación plana

3. Proceso de extrusión

La extrusión es un proceso de deformación por compresión en el cual la pieza de trabajo es forzado a pasar a través de la abertura de un troquel para tomar la forma de su sección transversal, una forma de clasificar las operaciones es atendiendo a su configuración física; se distinguen dos tipos principales extrusión directa y extrusión indirecta, además otro criterio es la temperatura de trabajo; en frío en tibio o en caliente.

JUSTIFICACIÓN

Actualmente es necesario conocer el comportamiento de los materiales deformados en frío plásticamente, ya que sus propiedades físicas están directamente relacionados a los diversos factores como son: el porcentaje de reducción, la velocidad de reducción, la dirección de la deformación, etc.

Se requiere diseñar una máquina experimental para la deformación en frío para el estudio de la teoría de plasticidad mediante el proceso de deformación volumétrica real, de los procesos de deformación volumétrica expuestos, el proceso en el cual mediante fuerzas de compresión se puede variar de mejor manera los parámetros de ensayo como son: la velocidad de deformación (mecánica o eléctricamente), el porcentaje de reducción (espesor de entrada y espesor de salida) y la dirección de deformación es el proceso de laminación.

Por lo tanto se diseñara una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión. Dicha máquina tendrá la capacidad de medir la presión que ejercen los rodillos mediante un sensor de presión además de regular la separación entre los rodillos según se requiera ya que en la actualidad las máquinas convencionales o artesanales no están diseñadas con estas características, con estas funciones se podrán realizar pruebas de tracción normalizadas a probetas previamente deformadas plásticamente en frío por el proceso de deformación.

Un punto muy importante a tener en cuenta, es conocer experimentalmente como varían las propiedades mecánicas de los metales dúctiles conforme se laminen las probetas, el diseño estructural no es una ciencia exacta, esto se debe a que los métodos de análisis se basan en suposiciones parcialmente ciertas, a que la resistencia de los materiales varían apreciablemente y que las cargas máximas sólo pueden determinarse en forma aproximada.

Conforme a la teoría de plasticidad y la máquina experimental que se plantea diseñar, se podrá contrastar o ampliar las siguientes investigaciones:

- Corrección de la ecuación de Hollomon conducente a ecuación sustituta. (Suárez Flores R. J, 2007).
- Determinación de la resistencia a la fluencia de un acero AISI 1040 deformado en frío por tensión y laminación (M. Torres, V. Di Graci y G. Gonzáles 2000).
- Simulación y experimentación de laminación plana de placas de aluminio 6063 (T. Robert, O. Vásquez y E. López 2011).

Esto es solo un pequeño ejemplo de los estudios que se pueden realizar con la máquina experimental, además se puede brindar servicios de ingeniería a la industria nacional.

PROPUESTA DE SOLUCIÓN

Para lograr estudiar la deformación en frío plástica de metales, es necesario implementar una máquina que sea capaz de deformar unidireccionalmente y controlada el proceso de laminación.

Las máquinas que existen en el mercado industrial tienen la capacidad de deformar en frío metales principalmente como: acero estructural, aluminio y bronce, para alcanzar el espesor deseado se disponen trenes de laminación para reducir progresivamente el espesor, siendo necesario un espacio relativamente grande y máquinas de accionamiento de alta prestaciones. Además los trenes de laminación no registran las fuerzas de compresión que se ejercen en los rodillos hacia las láminas, ya que esto no es primordial en un proceso de laminación industrial.

Por lo tanto, se propondrá el diseño mecánico una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión, conforme a los requerimientos necesarios para su correcto funcionamiento.

Entre los criterios principales son: dimensión, control de calidad, montaje, mantenimiento, costo y seguridad. Para la propuesta de solución óptima se elaborará un cuadro comparativo entre la propuesta técnica y la propuesta económica para luego encontrar el diseño óptimo.

a) Dimensiones de las láminas

Como las probetas que se van a laminar será luego sometidas a un ensayo de tracción para determinar el punto de fluencia, rotura y máxima deformación, estas laminas tienen que ser normalizadas para el ensayo de tracción según normas ASTM, el ancho de estas probetas están dadas según el espesor de las misma, según la siguiente tabla:

Espesor	Ancho de lámina
12,5 mm	20 mm
6 mm	10 mm

Tabla 1. Espesores por ancho de lámina.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTO TEÓRICO

1.1 TEORÍA DE LA PLASTICIDAD

Las primeras contribuciones a una teoría matemática de la plasticidad se hicieron en los años setenta del siglo XIX, y se asocian con los nombres de Saint Venant, para la investigación de las ecuaciones de los planos de tensión y M. Levy, que, siguiendo las ideas de Saint Venant estableció las ecuaciones para el caso de tres dimensiones, también introdujo el método de linealización para el problema en el plano.

El desarrollo de la teoría de la plasticidad procedió lentamente. Algunos progresos fueron realizados al principios del siglo XX, cuando los trabajos de Haar y von Karman (1909) y R. von Mises (1936) fueron publicados [1].

La teoría de la plasticidad es la rama de la mecánica que se ocupa del estudio de los esfuerzos y deformaciones en un cuerpo de material dúctil, permanentemente deformados por un conjunto de fuerzas aplicadas. La teoría se basa en ciertas observaciones experimentales en el comportamiento macroscópico de los metales en los estados uniformes de esfuerzos combinados.

Los resultados observados son luego idealizados en una formulación matemática para describir el comportamiento de los metales bajo tensiones complejas. A diferencia de los sólidos elásticos, en el que el estado de esfuerzos depende sólo del estado final de la tensión, la deformación que se produce en un plástico sólido está determinada por la historia completa de la carga. El problema de plasticidad es, por tanto, esencialmente un incremento en la distorsión final del sólido, como resultado de la suma total de las distorsiones que se originan en el sólido.

Un metal puede ser considerado como macroscópicamente homogéneo e isotrópico cuando los pequeños granos de cristal que forman el agregado se distribuyen orientados al azar. Como resultado de la deformación plástica, las direcciones cristalográficas gradualmente giran hacia un eje común, produciendo una orientación preferida. Un material isotrópico al convertirse en anisotrópico cambia sus propiedades mecánicas. El desarrollo de la anisotropía con el trabajo progresivo en frío y el como resultado de endurecimiento por deformación son demasiado complejos para ser incorporado con éxito en el marco teórico.

En la teoría matemática de la plasticidad, en general se supone que el material se mantiene a lo largo de la deformación, como isótropo, con independencia del grado del trabajo en frío. Puesto que la característica de endurecimiento por deformación de un metal en un complejo estado de tensión puede estar relacionado con la tensión o compresión uniaxial, es necesario para examinar la tensión-deformación uniaxial el comportamiento en detalle antes de considerar el teoría general de la plasticidad.

Si la temperatura del metal endurecido por deformación plástica se aumenta progresivamente, el estado trabajado en frío se hace más inestable, y finalmente, el material vuelve al estado de no deformación. El proceso de tratamiento térmico que restaura la ductilidad al metal trabajado en frío se conoce como “recocido”. La temperatura en la que hay una marcada disminución de la dureza del metal se conoce como la temperatura de recristalización. La densidad de dislocaciones disminuye considerablemente en la recristalización, y la estructura trabajada en frío se sustituye por una nueva estructura. Cuanto mayor es el grado de trabajo en frío, menor es la temperatura necesaria para la recristalización, y más pequeño es el tamaño de grano resultante.

En los metales dúctiles, en condiciones favorables, la deformación plástica puede continuar sin causar una fractura. Las deformaciones plásticas se dan en muchos procesos de trabajo de los metales, que constituyen un área importante de aplicación de la teoría de la plasticidad. Mientras deformaciones elásticas pueden ser despreciados en este tipo de problemas, el cambio continuo en la geometría de la pieza de trabajo han de preverse en el estudio teórico. Deformaciones plásticas se producen en ciertas pruebas mecánicas tales como el ensayo de dureza y la prueba de probetas a la tracción. La importancia de estas

pruebas no se puede analizar plenamente sin un conocimiento correcto de la zona plástica y el estado asociado de esfuerzos. Los diseños estructurales basados en la estimación de cargas de rotura son más económicos que los diseños elásticos, ya que el método de plástico aprovecha al máximo la ductilidad del material.

La necesidad de cuantificar los efectos de la plasticidad desde el punto de vista de sus aplicaciones en la ingeniería y debido a que la física del sólido no puede aún satisfacer este requisito, se requiere usar una serie de hipótesis basadas, en observaciones y estudios experimentales. Por lo tanto, los resultados que se obtienen por este medio no son generales y resultan una aproximación a un número limitado de procesos reales.

Para estudiar el comportamiento de un material en la zona plástica se debe definir en que instante el material deja la zona elástica, ello se consigue definiendo el punto de fluencia o en caso contrario la aproximación del mismo. Los puntos a tener en cuenta para el estudio de la plasticidad son [2]:

1. El volumen del material permanece constante bajo la deformación plástica.
2. Una presión hidrostática no produce fluencia.
3. La componente hidrostática de un estado complejo de tensiones no modifica el punto en el cual se inicia la fluencia.

Para analizar el proceso de deformación plástica se debe mencionar que los elementos que definen la elasticidad son los siguientes:

- Un criterio de fluencia
- Un patrón de endurecimiento
- Las relaciones de tensión y deformación en el campo plástico.

Los criterios antes expuestos se basan en los experimentos de Bridgman [3] (1947-1952), donde examina la respuesta del material a presiones hidrostáticas altas, arriba de los 24 000 atm (367 500 psi), matemáticamente la incompresibilidad puede expresarse de la siguiente manera:

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0$$

1.1.1 Efecto de Bauschinger

Denominado así en homenaje a Johann Bauschinger [4], el efecto consiste en someter una probeta a una prueba de tracción y posteriormente a una de compresión o viceversa. Generalmente se determina que la tensión de fluencia en compresión después de una prueba de tracción, es menor que la correspondiente al ensayo de tracción.

Sin embargo la teoría de isotropía del material establece que ambas tensiones deben ser iguales. Este fenómeno que se manifiesta como un “ablandamiento por trabajo” se justifica por la teoría dislocacionista. Este efecto de los materiales se conoce como “Efecto de Bauschinger”, el cual puede desprejiciarse si el proceso se realiza en un solo sentido (tracción), pero si está sometido en otros sentidos no puede obviarse.

El efecto Bauschinger se ha observado en los metales policristalinos así como en monocristales. Puede explicarse por la anisotropía de la dislocación de campos causados por la carga anterior. La presencia de este efecto complica enormemente el modelado de la deformación plástica, por lo tanto un modelo simplificado, denominado modelo de endurecimiento cinemático, se utiliza generalmente para describirlo. Este modelo, que se muestra en la Fig. 1.1.

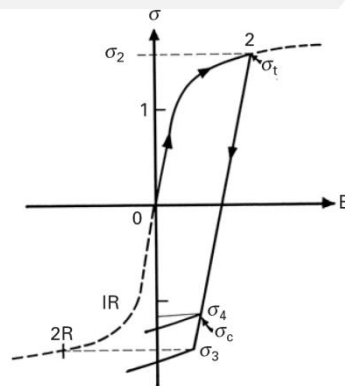


Fig. 1.1 Efecto Bauschinger. [5]

De la Fig. 1.1, la trayectoria 0-1-2 representa una curva de tracción hasta la fluencia $\sigma_2 = \sigma_t$, para el caso que el material no mostrara una dependencia de la dirección del esfuerzo, la curva de compresión sería simétrica a la de tracción según la trayectoria 0-IR-

2R, entonces se cumpliría que $\sigma_2 = -\sigma_3$. Si el material muestra un efecto Bauschinger, el esfuerzo de fluencia σ_3 se reduce a σ_4 . Por lo tanto, el material se “ablanda” por la inversión de la dirección de carga.

1.1.2 Efecto de la velocidad de deformación

Hasta este momento solo se ha expuesto la teoría de la plasticidad para velocidades de deformación relativamente lentas, el llamado cuasi-estático de carga. Por lo general, una velocidad de deformación de la orden de 10^{-2} a 10^{-3} por segundo puede ser considerados cuasi-estático, a pesar de que no hay un acuerdo general en el valor específico. Se ha encontrado que la velocidad de deformación tiene un efecto pronunciado sobre el comportamiento del material en la región plástica. Los efectos del aumento de la tasa de carga son generalmente las siguientes:

1. El incremento del punto de fluencia conforme se aumenta la velocidad
 2. La ductilidad del material decrece con el incremento de la velocidad de deformación.
- (Fig. 1.2)

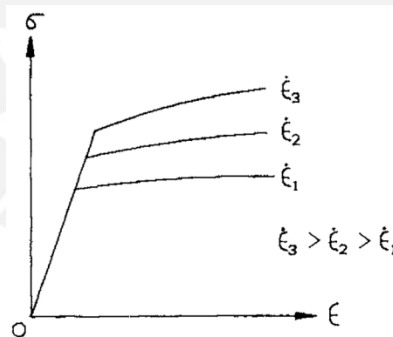


Fig. 1.2 Esfuerzo vs velocidad de deformación. [6]

1.1.3 Efectos de la temperatura

La temperatura y la velocidad de deformación juegan un papel primordial en la influencia de las propiedades del material. Conforme aumenta la temperatura, disminuye la fragilidad para dar un aumento en la ductilidad. Un metal que es dúctil a temperatura ambiente puede ser frágil a temperaturas considerablemente por debajo de la temperatura ambiente, y

metales quebradizos a temperatura ambiente, pueden ser dúctiles a muy alta temperatura. Esto se muestra en la Fig. 1.3.

De la figura 1.3, uno puede ver que a medida que aumenta la temperatura, la ductilidad del material aumenta, además se observa el efecto de la velocidad de deformación sobre la ductilidad de los metales.

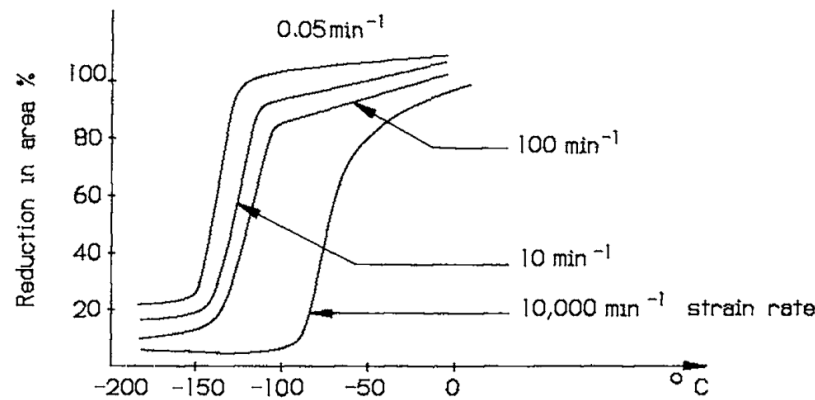


Fig. 1.3 Ductilidad vs Temperatura. [6]

1.1.4 Modelos y ecuaciones empíricas tensión-deformación

El comportamiento del material real en la región plástica es muy complejo, a veces, para simplificar la solución se tiene que optar por modelos matemáticos que mejor se aproximen a la realidad como se muestra en la Fig. 1.4, entre los más resaltantes se encuentran:

- a) Perfectamente elástico: El esfuerzo es directamente proporcional a la deformación, cuya pendiente es el módulo de Young.
- b) Rígido-perfectamente plástico: En este caso se considera como rígido hasta llegar al punto de fluencia, para después ser perfectamente plástico, no se endurece por deformación.
- c) Rígido-plástico con endurecimiento lineal: Se considera rígido hasta el punto de fluencia y a partir de este punto se endurece en forma directamente proporcional a la deformación, la pendiente H tiene el valor del grado de endurecimiento.

d) Elástico-perfectamente plástico: Tiene un comportamiento elástico hasta la fluencia, posteriormente es perfectamente plástico, no se endurece por deformación.

e) Elástico-plástico con endurecimiento lineal: Tiene un comportamiento elástico hasta la fluencia, seguidamente endurece proporcionalmente a la deformación.

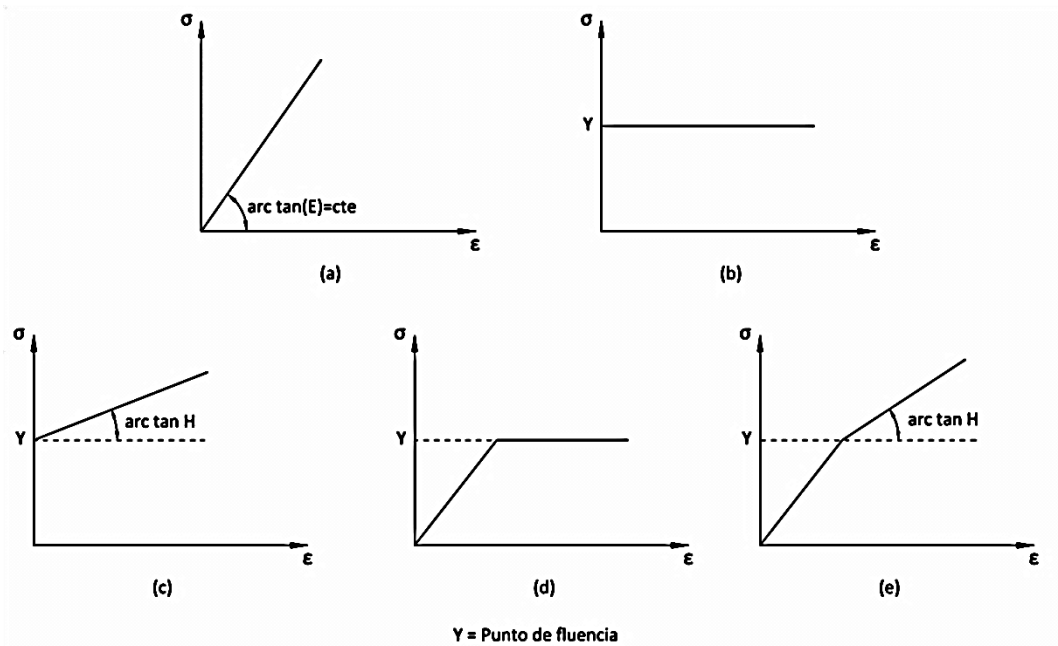


Fig. 1.4 Modelos tensión-deformación.

Para resolver los problemas plásticos es usual representar las curvas reales de tensión deformación mediante funciones de aproximación que dan mayor facilidad de utilización. El uso de cada uno de estas ecuaciones estará dado por el material de estudio, entre los principales modelos tenemos:

a) Modelo plástico endurecible:

Hasta el punto de fluencia, se relaciona por la ecuación $\sigma = E\epsilon$, después de la fluencia el comportamiento se puede expresar por medio de la ecuación $\sigma = H\epsilon$, los valores E y H son constantes propias del material.

b) Ecuación de Ludwick

La ecuación esta expresado de la siguiente manera: $\sigma = Y + H\varepsilon^m$ donde m varía entre $0 < m < 1$, los valores H e Y , son constantes que dependen del material, así como el valor que se asigne a m .

c) Ecuación de Swift

La formulación de Swift es: $\sigma = C(A + \varepsilon)^n$ donde el valor de n esta entre $0 < n < 1$, esta expresión representa una aproximación muy buena para numerosos materiales, pero es algo difícil de manejar. Los valores de C , A y n son constantes del material.

d) Ecuación de Hollomon

Se trata de una simplificación de la ecuación de Swift, en su forma más representativa $\sigma = C\varepsilon^n$, al igual que los casos anteriores C y n son propiedades del material.

Otras ecuaciones que también se utilizan son:

$$\sigma = \sigma_Y + (\sigma_s - \sigma_Y)\{1 - e^{-n\varepsilon}\} \quad (\text{Voce 1948})$$

$$\sigma = \sigma_Y \tanh\left(\frac{E\varepsilon}{\sigma_Y}\right) \quad (\text{Prager 1938})$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + H\left(\frac{\sigma}{E}\right)^n \quad (\text{Ramberg and Osgood 1943})$$

Donde E , σ_Y , σ_s , ε , H y n son constantes del material y se determinan experimentalmente.

1.1.5 Laminación en frío

Es el proceso en cual tiene como objetivo producir una deformación permanente en una lámina de metal, reduciendo el espesor debido a la ductilidad, esto se logra haciendo pasar el material entre dos cilindros cuya separación es inferior al espesor de la banda original. Se reduce normalmente espesores variados, entre los valores de 0,10 mm y 6mm. Para un acero plano (no aleado) hay las siguientes etapas [7]:

- 1) Decapado o limpieza de la banda.
- 2) Laminación propiamente dicha.
- 3) Recocido regenerador.
- 4) 'Temper' (endurecimiento superficial)

Las bobinas obtenidas pueden ir a:

- Ventas a clientes
- Corte longitudinales (flejes) o transversal (chapa cortada)
- Recubrimientos anticorrosión.

Luego del decapado de la banda está en condiciones de ser laminada en frío, reducir su espesor en un rango de 30% (espesores gruesos) al 90% (hojalata). Esta reducción se consigue en los trenes de laminación en frío, que pueden ser de dos tipos: continuos ('tádem') o reversibles con pasadas sucesivas.

-Trenes reversibles: Es una sola caja se pueden lograr pasadas sucesivas de ida y vuelta hasta alcanzar el espesor deseado.

-Trenes continuos: Para aceros bajos en carbono: Las bandas pasan varias cajas no reversibles en una sola pasada. La lámina entra en una caja y se reduce su espesor para pasar a una segunda, y se reduce por segunda vez su espesor y así hasta la última, en la que recibe la pasada de acabado.

1.1.6 Consideraciones generales

Se empezará a dar las consideraciones generales para luego seguir con la formulación matemática para las teorías de laminación en frío ver Fig. 1.5. Como primer punto el radio de los rodillos R es comúnmente más de 50 veces mayor al espesor de la lámina inicial. Si el ancho de la tira es por lo menos cinco veces la longitud del arco de contacto, el material no plástico impide el desplazamiento lateral. Se asume por facilidad, que la zona de los rodillos en contacto con la tira se está deformando en una superficie cilíndrica con un radio R' .

El volumen del material que pasa a través de cada plano vertical por unidad de tiempo es constante, la velocidad de la tira aumenta constantemente a medida que avanza a través los rodillos, la velocidad de la tira a la salida es mayor en comparación con la entrada. De ello se deduce que existe un punto neutro N en algún lugar del arco de contacto donde la tira se mueve a la misma velocidad que la de los rodillos.

O es el centro del rodillo superior y O' el centro del arco de curvatura AB , figura 1.5, se asume que los puntos O y O' están en línea recta, y C es el punto medio del arco AB , si no consideramos una recuperación elástica del arco de contacto el punto O' estará verticalmente arriba del punto de salida A . El ángulo de contacto se denota por α , y su valor está definido por el radio R' y la diferencia $h_1 - h_2$ entre los espesores inicial y final. Sea ϕ en ángulo de un punto genérico del arco de contacto medido desde el plano de salida.

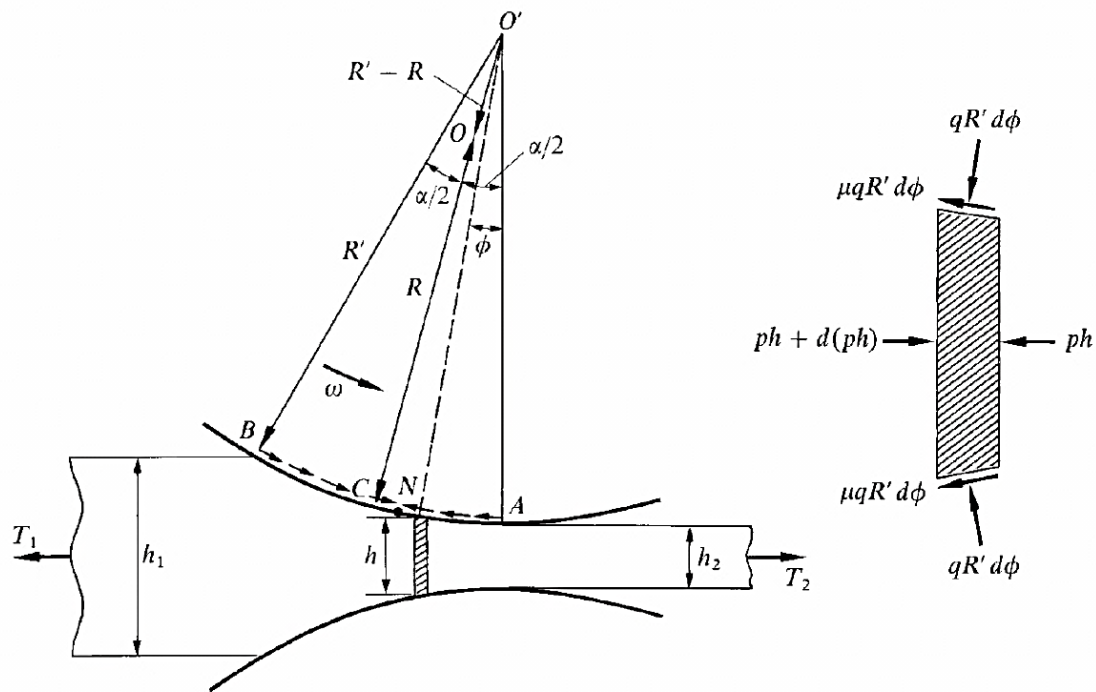


Fig. 1.5 Geometría de la laminación, fuerzas actuantes. [8]

La presión normal de este punto se denota por q , la fricción produce un esfuerzo igual a μq , donde μ es el coeficiente de fricción.

1.2 FORMULACIÓN MATEMÁTICA

La resultante de la fuerza vertical por unidad de longitud, teniendo en cuenta la dirección de la fricción es:

$$P = R' \int_0^{\alpha} q \cos \phi \, d\phi + \mu R' \left(\int_{\phi_n}^{\alpha} q \sin \phi \, d\phi - \int_0^{\phi_n} q \sin \phi \, d\phi \right) \quad (1.1)$$

Donde ϕ_n es la posición angular en el punto neutral N . Como el ángulo es menor que 0,15 rad, se procede a la linealización

$$P = R' \int_0^{\alpha} q \cos \phi \, d\phi \simeq R' \int_0^{\alpha} q \, d\phi \quad (1.2)$$

Sea T_1 y T_2 las fuerzas a la salida y entrada por unidad de longitud, denotando la diferencia $T_2 - T_1$ por T , el equilibrio de las fuerzas horizontales se expresa de la siguiente manera

$$T = 2R' \int_0^{\alpha} q \sin \phi \, d\phi + 2\mu R' \left(\int_0^{\phi_n} q \cos \phi \, d\phi - \int_{\phi_n}^{\alpha} q \cos \phi \, d\phi \right) \quad (1.3)$$

Remplazando $\sin \phi = \phi$ y $\cos \phi = 1$, se tiene una expresión simplificada

$$T = 2R' \int_0^{\alpha} q \phi \, d\phi + 2\mu R' \left(\int_0^{\phi_n} q \, d\phi - \int_{\phi_n}^{\alpha} q \, d\phi \right) \quad (1.4)$$

El torque G por unidad de longitud, es la resultante del momento con respecto al punto O , debido a las fuerzas que actúan en el arco de contacto. Las fuerzas de fricción producen un torque positivo al lado de la entrada y un torque negativo a la salida, entonces

$$G = \mu R R' \left(\int_{\phi_n}^{\alpha} q \, d\phi - \int_0^{\phi_n} q \, d\phi \right) \quad (1.5)$$

Eliminando el término μ entre (1.4) y (1.5), obtenemos una expresión alternativa del torque, esto es

$$G = R R' \int_0^{\alpha} q \phi \, d\phi - \frac{1}{2} R T \quad (1.6)$$

De las ecuaciones (1.2) y (1.6), encontramos el valor del coeficiente de rozamiento μ

$$\mu = \frac{G}{RP} \quad (1.7)$$

Esta ecuación también se puede determinar experimentalmente, en la práctica el coeficiente de rozamiento es menor a 0,1.

La velocidad en el plano de salida de la tira se denota por U , la medida de la velocidad en el plano de entrada es $U(h_2/h_1)$. El trabajo realizado entre la salida y entrada por unidad de longitud es T_2U y $-T_1U(h_2/h_1)$ respectivamente. Los rodillos hacen un trabajo de $2G\omega$ por unidad de longitud, donde ω es la velocidad angular de los rodillos. El volumen de material laminado por unidad de tiempo es Uh_2 , el trabajo total por unidad de volumen es

$$W = \frac{2G\omega}{Uh_2} + \frac{T_2}{h_2} - \frac{T_1}{h_1} \quad (1.8)$$

La medida de la velocidad del material en el plano neutral es $U(h_2/h_n)$, donde h_n es el espesor de la tira en el punto neutral. La velocidad es aproximadamente igual a la velocidad periférica de los rodillos $R\omega$, obtenemos $Uh_2 = \omega Rh_n$, reemplazando en la identidad anterior, tenemos

$$W = \frac{2G}{R} + (t_2 - t_1) \quad (1.9)$$

donde t_2 y t_1 son los esfuerzos a la salida y a la entrada. Una parte de la energía total se gasta para la compresión plástica de la tira, la parte restante se disipa en forma de calor por la fricción entre la tira y los rodillos. Denominaremos como eficiencia del proceso como la relación entre el trabajo realizado por la compresión y el trabajo total. La diferencia relativa entre las velocidades de la tira y los rodillos en el punto de salida que se conoce como el deslizamiento hacia adelante denotado por s . De esto se deduce que:

$$s = \frac{U}{R\omega} - 1 \simeq \frac{h_n}{h_2} - 1 = \frac{2R'}{h_2} (1 - \cos \phi_n) \simeq \frac{R'}{h_2} \phi_n^2 \quad (1.10)$$

Esta relación es usada para determinar la posición del punto neutral.

1.2.1 Deformación elástica de los rodillos

El método más sencillo para el estudio de la deformación es asumir que el arco de contacto es circular. El efecto de las fuerzas de fricción es pequeño y por lo tanto se desprecia. La deformación del rodillo es entonces idéntica a la de un cilindro elástico de radio R presionada contra una superficie rígida cóncava de radio R' por una fuerza externa P por unidad de longitud en el plano axial. Puesto que la longitud del arco de contacto es pequeña en comparación con su radio de curvatura, el cilindro puede ser considerado como un medio semi-infinito bajo una distribución elíptica. (Fig. 1.6)

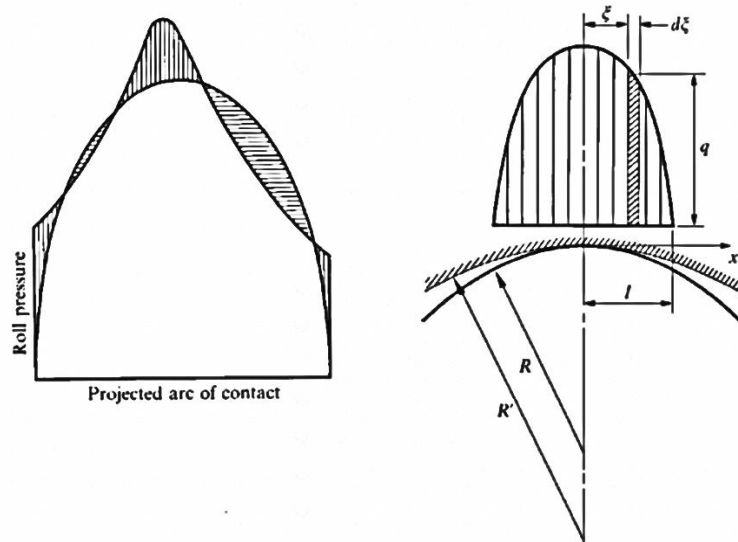


Figura 1.6 Distribución elíptica de la presión sobre los rodillos. [9]

Asumimos que la deformación del cilindro tiene lugar bajo condiciones de deformación plana. Entonces, el desplazamiento vertical de su superficie a cualquier distancia x del eje central, producida por una carga elemental por unidad de longitud $qd\xi$ actúa a una distancia ξ , está dada por una solución elástica, por la teoría de la elasticidad la ecuación de la deflexión es:

$$dw = \frac{(1 - \nu_r^2)q}{\pi E_r} (C + \ln(x - \xi)^2) d\xi \tag{1.11}$$

Donde E_r es el módulo de Young y ν_r es la relación de Poisson para el rodillo, C es una constante. Si la longitud del arco de contacto es $2l$, la resultante normal del desplazamiento en cualquier punto es

$$w = \frac{1 - \nu_r^2}{\pi E_r} \int_{-l}^l q(C + \ln(x - \xi)^2) d\xi \quad (1.12)$$

Como $q = f(\xi)$, por el cálculo diferencial la derivada parcial w con respecto a x , se expresa

$$\frac{dw}{dx} = \frac{2(1 - \nu_r^2)}{\pi E_r} \int_{-l}^l \frac{qd\xi}{x - \xi} \quad (1.13)$$

Puesto que en cilindro el radio de curvatura es constante, obtenemos la siguiente igualdad

$$\frac{dw}{dx} = \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right) x \quad (1.14)$$

La expresión de la distribución elíptica de la presión en punto esta dado por

$$q = \frac{2P}{\pi l} \sqrt{1 - \frac{\xi^2}{l^2}} \quad (1.15)$$

Remplazando (1.15) en (1.13), tenemos

$$\frac{4(1 - \nu_r^2)P}{\pi^2 E_r l^2} \int_{-l}^l \frac{\sqrt{l^2 - \xi^2}}{x - \xi} d\xi = \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right) x \quad (1.16)$$

Operando la integral, de la última expresión

$$\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right) = \frac{4(1 - \nu_r^2)P}{\pi E_r l^2} \quad (1.17)$$

La longitud del arco es $2l \simeq R'\alpha \simeq \sqrt{R'\delta}$, donde δ es la diferencia de los espesores $h_1 - h_2$. El radio del arco de contacto deformado está dado por la fórmula debido a Hitchcock.

$$R' = R \left(1 + \frac{P}{c\delta} \right) \quad ; \quad c = \frac{\pi E_r}{16(1 - \nu_r^2)} \quad (1.18)$$

El valor de la constante c depende del material del rodillo.

1.2.2 Teoría de laminación de Von Karman

Se asume que cada elemento de la tira se comprime uniformemente cuando pasa a través de los rodillos. Denotamos p como la presión horizontal en un punto indicado por la coordenada ϕ . La fuerza de compresión que actúa en una sección por unidad de longitud es hp , donde h es el espesor de la tira. Tomando las componentes horizontales de la fuerza normal y tangencial (Fig. 1.5), la ecuación diferencial de equilibrio es

$$\frac{d(hp)}{d\phi} = 2qR'(\sin \phi \pm \mu \cos \phi) \quad (1.19)$$

Se asume que el material es totalmente plástico tanto en la salida como la entrada y los esfuerzos principales en cada punto de una sección vertical son p y q , por el criterio de fluencia de Tresca podemos expresarlo como:

$$p - q = 2k = \sigma_y \quad (1.20)$$

Donde k es esfuerzo máximo de corte de Tresca y σ_y es el esfuerzo de fluencia, k generalmente varía lo largo del arco de contacto. La teoría de laminación expresada por la ecuación diferencial (1.19) y el criterio de fluencia de Tresca es la base de la teoría de von Karman. La ecuación diferencial puede ser reducida eliminado p , usando la relación $dh/d\phi = 2R' \sin \phi$ y luego linealizando los valores de $\sin \phi \simeq \phi$ y $\cos \phi \simeq 1$ porque el ángulo de contacto es pequeño ($\phi \ll 6^\circ$), obtenemos

$$h \frac{d}{d\phi} (q - 2k) \mp 2\mu R' q = 4kR' \phi \quad (1.21)$$

El valor del espesor h en función de ϕ

$$h = h_2 + 2R'(1 - \cos \phi) \simeq h_2 + R'\phi^2 \quad (1.22)$$

Las condiciones de frontera son $p = -t_2$, $q = 2k_2$ en $\phi = 0$ y $p = -t_1$, $q = 2k_1$ en $\phi = \alpha$, donde k_1 y k_2 son los valores de k a la entrada y salida de los planos respectivos. Por geometría,

$$\alpha = \sqrt{\frac{h_1 - h_2}{R'}} = \sqrt{\frac{r h_1}{R'}} \quad (1.23)$$

La relación de espesores es $r = 1 - h_2/h_1$, experimentalmente en base a la ecuación de Swift se ha relacionado los valores de $2k$ y h/h_1 ,

$$2k = 2k_0 \left\{ 1 - m \left(\frac{h}{h_1} \right)^n \right\} \quad (1.24)$$

Los valores de k_0 , m y n son constantes del material. Para materiales no endurecidos se tiene $m = 0$, es conveniente realizar un cambio de variable de ϕ a ψ , para simplificar la solución de la ecuación diferencial (1.19)

$$\psi = \tan^{-1} \sqrt{\frac{R'}{h_2}} \phi = \tan^{-1} \left\{ \sqrt{\frac{r}{1-r}} \frac{\phi}{\alpha} \right\} \quad (1.25)$$

De (1.24) en (1.21), y de la ecuación $h = h_2 \sec^2 \psi$ y $\sqrt{R'/h_2} d\phi = \sec^2 \psi d\psi$, la ecuación se simplifica como,

$$\frac{dq}{d\psi} \pm 2aq = 4k_0 [1 - m(1+n)(1-r)^n \sec^{2n} \psi] \tan \psi \quad (1.26)$$

Donde

$$a = \mu \sqrt{\frac{R'}{h_2}} = \frac{\mu}{\alpha} \sqrt{\frac{r}{1-r}} \quad (1.27)$$

La solución de la ecuación diferencial de primer orden (1.26) estará definida con los valores de frontera $q = 2k_2 - t_2$ en $\psi = 0$ y $q = 2k_1 - t_1$ en $\psi = \psi_0$, donde

$$\psi_0 = \tan^{-1} \sqrt{\frac{r}{1-r}} = \sin^{-1} \sqrt{r} \quad (1.28)$$

La distribución de la presión de los rodillos a lo largo del arco de contacto se puede expresar como:

-Del lado de salida (Al lado derecho del punto neutral N , Fig. 1.5)

$$\frac{q}{2k_0} = \left[1 - \frac{t_2}{2k_0} - m(1-r)^n + f(\psi) \right] e^{2a\psi} \quad (1.29a)$$

-Del lado de entrada (Al lado izquierdo del punto neutral N , Fig. 1.5)

$$\frac{q}{2k_0} = \left[\left(1 - \frac{t_1}{2k_0} - m \right) e^{2a\psi_0} + g(\psi) - g(\psi_0) \right] e^{-2a\psi} \quad (1.29b)$$

Insertando los valores de k_1 y k_2 de (1.24). Las funciones $f(\psi)$ y $g(\psi)$ están definidas por

$$f(\psi) = 2 \int_0^\psi [1 - m(1+n)(1-r)^n \sec^{2n}\psi] e^{-2a\psi} \tan \psi \, d\psi \quad (1.30a)$$

$$g(\psi) = 2 \int_0^\psi [1 - m(1+n)(1-r)^n \sec^{2n}\psi] e^{-2a\psi} \tan \psi \, d\psi \quad (1.30b)$$

El punto neutral es determinado por los valores de q (1.29a) y (1.29b), que son idénticos para ψ_n , la laminación es posible solo para $\psi_0 > 0$, la inecuación

$$\left(1 - \frac{t_1}{2k_0} - m \right) e^{2a\psi_0} - \left(1 - \frac{t_2}{2k_0} \right) + m(1-r)^n > g(\psi_0) \quad (1.31)$$

Siempre debe ser válida, para $m = 0$, las integrales pueden ser resuelta de forma explicita usando la aproximación de la serie de McLaurin: $\tan \psi \simeq \psi + \psi^3/3$, como resultado da

$$f(\psi) \simeq \frac{1}{2a^2} \left(1 + \frac{1}{2a^2} \right) (1 - e^{-2a\psi}) - \frac{\psi}{a} \left(1 + \frac{1}{2a^2} + \frac{\psi}{2a} + \frac{\psi^2}{3} \right) e^{-2a\psi} \quad (1.32a)$$

$$g(\psi) \simeq -\frac{1}{2a^2} \left(1 + \frac{1}{2a^2} \right) (e^{2a\psi} - 1) + \frac{\psi}{a} \left(1 + \frac{1}{2a^2} - \frac{\psi}{2a} + \frac{\psi^2}{3} \right) e^{2a\psi} \quad (1.32b)$$

Para la aproximación realizada, el error en la presión de los rodillos en cualquier punto es menor del 0,5 %. La distribución de la curva de presión de los rodillos para los valores de $m = 0, a = 1,5$ y $r = 0,3$ se muestra en la Fig.1.7. El punto neutral de mueve la derecha o izquierda por la aplicación de fuerzas en los planos de entrada y salida respectivamente.

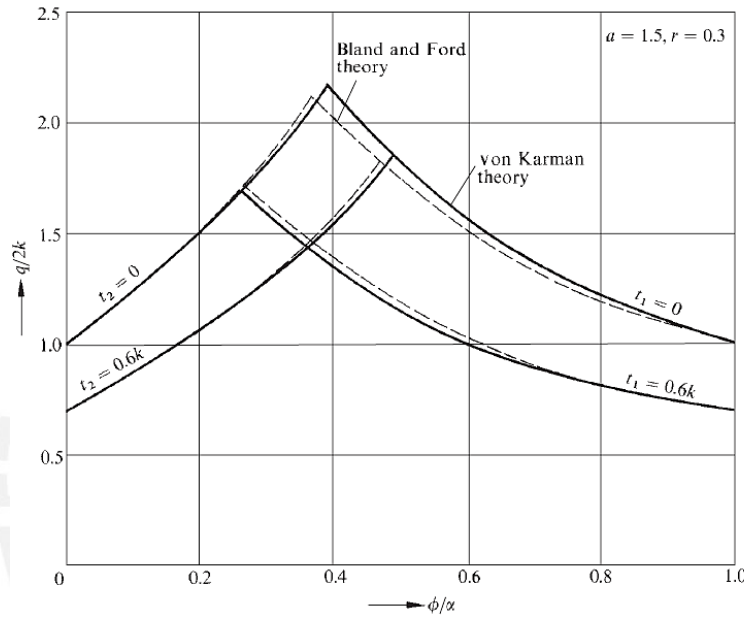


Figura 1.7 Distribución de la presión en la laminación en frío, tiras sin tensión. [10]

Cuando la distribución de la presión de los rodillos se ha determinado, se puede calcular la fuerza y el torque por las expresiones (1.2) y (1.6), lo que se convierte en:

$$\frac{P}{2k_0 h_2} = \frac{R'}{h_2} \int_0^\alpha \left(\frac{q}{2k_0}\right) d\phi = \sqrt{\frac{R'}{h_2}} \int_0^{\tan \psi_0} \left(\frac{q}{2k_0}\right) d\xi \quad (1.33a)$$

$$\frac{G}{2k_0 R h_2} = \frac{R'}{h_2} \int_0^\alpha \left(\frac{q}{2k_0}\right) \phi d\phi - \frac{T}{4k_0 h_2} = \int_0^{\tan \psi_0} \left(\frac{q}{2k_0}\right) \xi d\xi - \frac{T}{4k_0 h_2} \quad (1.33b)$$

Donde $\xi = \sqrt{R'/h_2} \phi = \tan \psi$, dando valores a las variables: $a, r, m, n, t_1/2k_0$, y $t_2/2k_0$, las integrales de (1.33a) y (1.33b) pueden evaluarse numéricamente, usando (1.29a) y (1.29b) para calcular el valor de ψ_n . Puesto que P y R' son variables independientes, deben

encontrarse simultáneamente por prueba y error antes que el valor del torque pueda determinarse.

La Fig. 1.8 muestra la distribución de la presión de los rodillos teórico y real, sin tensión en los planos de entrada y salida, para un aluminio recocido con $R/h_1 = 45$, $r = 0,5$ y $\mu = 0,14$. La curva teórica fue realizada por Orowan. La curva experimental se ha obtenido por Siebel y Lueg, que midieron la distribución de la presión por el método piezoeléctrico mediante un pasador de transmisión de presión incorporado en la superficie del rodillo. Como se puede observar en la Fig. 1.8, la aproximación es aceptable.

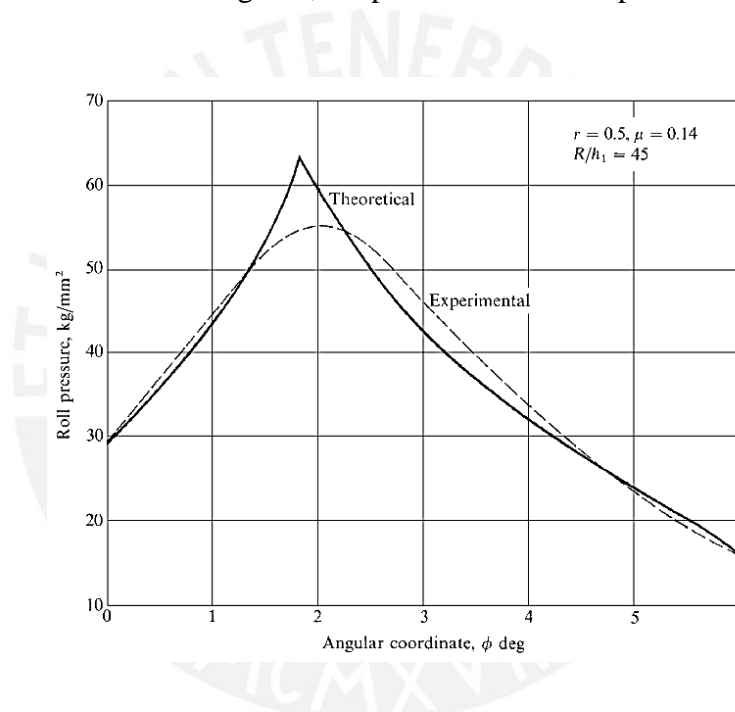


Figura 1.8 Distribución de la presión en la laminación en frío, aluminio recocido. [11]

1.2.3 Análisis de una solución aproximada

Un análisis aproximado de la solución exacta de von Karman requiere la integración numérica incluso cuando el trabajo de endurecimiento no se toma en cuenta. Para un análisis práctico, la solución planteada por Bland y Ford es adecuada. La aproximación parte de la ecuación (1.19), eliminado p por el criterio de fluencia y tomando la igualdad para ángulos pequeños $\sin \phi \approx \phi$ y $\cos \phi \approx 1$, la ecuación de equilibrio es:

$$\frac{d}{d\phi} \left\{ 2kh \left(\frac{q}{2k} - 1 \right) \right\} = 2R'q(\phi \pm \mu) \quad (1.34)$$

Diferenciando la ecuación se tiene

$$kh \frac{d}{d\phi} \left(\frac{q}{2k} \right) + \left(\frac{q}{2k} - 1 \right) \frac{d}{d\phi} (kh) = R'q(\phi \pm \mu) \quad (1.35)$$

Si el trabajo de laminación es lento, $d(kh)$ podría ser menor que kh , ya que el valor de k se incrementa en la dirección del decremento del espesor, si las tensiones de la tira son pequeñas, $(q/2k - 1)$ es menor en comparación con $d(q/2k)$, entonces el segundo término de la izquierda puede anularse, quedando

$$\frac{d}{d\phi} \left(\frac{q}{2k} \right) = \frac{2R'}{h} (\phi \pm \mu) \frac{q}{2k} \quad (1.36)$$

Esta aproximación es buena para materiales recocidos sin tensión en el plano de entrada, como q esta muy cercano a $2k$ sobre el lado de la entrada, las condiciones de borde se tiene $q/2k = 1 - t_2/2k_2$ en $\phi = 0$ y $q/2k = 1 - t_1/2k_2$ en $\phi = \alpha$, la solución de (1.36) es

Salida

$$\frac{q}{2k} = \frac{h}{h_2} \left(1 - \frac{t_2}{2k_2} \right) e^{2\alpha\psi} \quad (1.37a)$$

Entrada

$$\frac{q}{2k} = \frac{h}{h_1} \left(1 - \frac{t_1}{2k_1} \right) e^{2\alpha(\psi_0 - \psi)} \quad (1.37b)$$

En el punto neutro $\phi = \phi_n$, obtenemos

$$\tan^{-1} \sqrt{\frac{h_2}{R'}} \phi_n = \frac{1}{2} \sin^{-1} \sqrt{r} - \frac{1}{4a} \ln \left\{ \frac{h_1(1 - t_2/2k_2)}{h_2(1 - t_1/2k_1)} \right\} \quad (1.38)$$

El coeficiente mínimo de fricción para la laminación bajo tensiones es

$$\mu^* = \sqrt{\frac{h_2}{R'}} \ln \left\{ \frac{1}{1-r} \left(\frac{1 - t_2/2k_2}{1 - t_1/2k_1} \right) \right\} (2 \sin^{-1} \sqrt{r}) \quad (1.39)$$

Para este valor crítico de μ el punto neutro coincide con el punto de salida. El ángulo de contacto α debe ser menor que el ángulo de fricción $\tan^{-1} \mu = \mu$, para poder laminar la tira. De esto se deduce que la reducción de espesor no puede exceder el valor de $\mu^2 R' / h_1$. La comparación entre la teoría de von Karman y el método aproximado se ve en la figura 1.7.

Para encontrar la fuerza y el torque en los rodillos, remplazamos el valor de q en (1.33) y usando la ecuación $h = h_2(1 + \xi^2)$. Si el material no está endurecido ($k_1 = k_2 = k$), y no hay tensiones en los planos de entrada y salida, obtenemos

$$\frac{P}{P^*} = \sqrt{\frac{1-r}{r}} \left\{ \int_0^{\xi_n} (1 + \xi^2) e^{2a\psi} d\xi + (1-r) e^{2a\psi_0} \int_{\xi_n}^{\xi_0} (1 + \xi^2) e^{-2a\psi} d\xi \right\} \quad (1.40a)$$

$$\frac{G}{G^*} = 2 \left(\frac{1-r}{r} \right) \left\{ \int_0^{\xi_n} \xi (1 + \xi^2) e^{2a\psi} d\xi + (1-r) e^{2a\psi_0} \int_{\xi_n}^{\xi_0} \xi (1 + \xi^2) e^{-2a\psi} d\xi \right\} \quad (1.40b)$$

Donde $P^* = 2k\sqrt{R'rh_1}$ y $G^* = kRrh_1$. Los valores de P y G son las distribución uniforme para una presión normal igual a $2k$. En las integrales anteriores, $\psi = \tan^{-1} \xi$, y:

$$\xi_n = \tan \left(\frac{1}{2} \sin^{-1} \sqrt{r} - \frac{1}{4a} \ln \frac{1}{1-r} \right) \quad ; \quad \xi_0 = \sqrt{\frac{r}{1-r}} \quad (1.41)$$

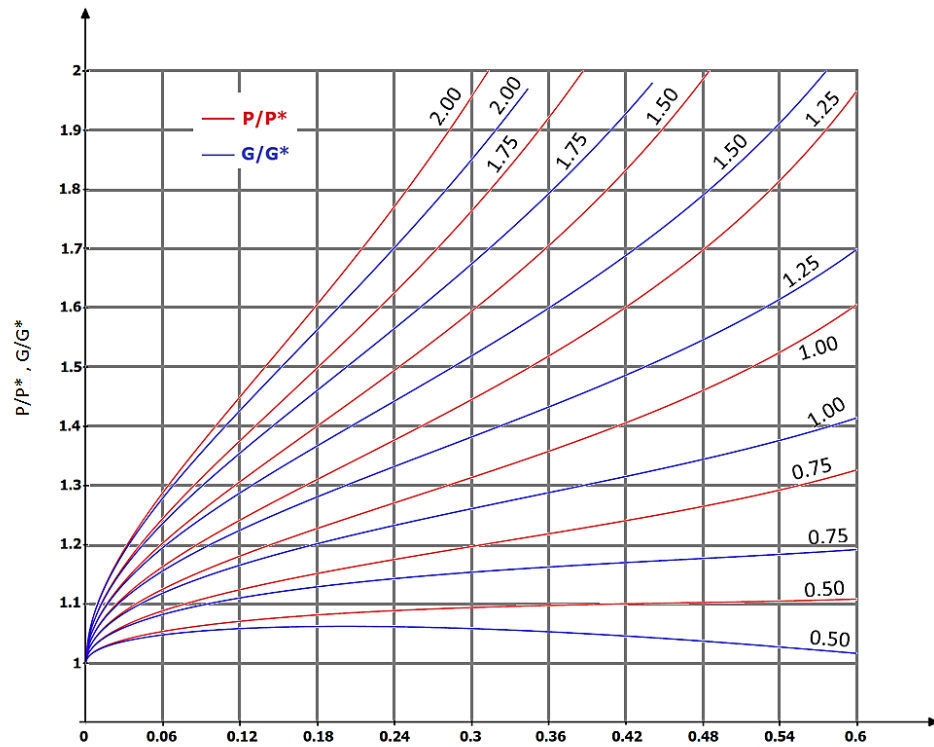


Figura 1.9 Variación de la fuerza y torque de los rodillos con reducción del espesor para distintos valores de $\mu\sqrt{R'/h_1}$.

Dando valores, la fuerza y el torque de los rodillos, pueden calcularse numéricamente, como se ve en la Fig. 1.9 en función de r vs P/P^* y G/G^* para valores de $\mu\sqrt{R'/h_1}$ dentro del intervalo de 2 y 0,5. Se usaron las siguientes igualdades: $\xi = \sqrt{R'/h_2} \phi$, $\psi = \tan^{-1} \xi$ y $a = \mu\sqrt{R'/h_1} (1 - r)$.

El radio deformado R' corresponde a un radio R , estos valores deben determinarse por aproximaciones sucesivas con la ecuación de Hitchcock (1.18). Es conveniente expresar la fuerza en los rodillos por la siguiente ecuación aproximada:

$$\frac{P}{P^*} = 1,02 + r(1,5 + 1,6r^2)\mu\sqrt{\frac{R'}{h_1}} - 1,9r^2 \quad (1.42)$$

Tiene una aproximación de $\pm 1,5\%$, para valores de $0,1 \leq r \leq 0,5$ y $0,5 \leq \mu\sqrt{R'/h_1} \leq 1,5$, en relación con los resultados presentados en la Fig. 1.9. Sustituyendo en (1.18), tenemos una ecuación de segundo grado

$$\left\{ \frac{h_1}{\mu^2 R} - \lambda\sqrt{r}(1,5 + 1,6r^2) \right\} \left(\mu \sqrt{\frac{R'}{h_1}} \right) - \lambda \left(\frac{1,02}{\sqrt{r}} - 1,09r\sqrt{r} \right) \mu \sqrt{\frac{R'}{h_1}} - 1 = 0 \quad (1.43)$$

Donde $\lambda = 2k/\mu c$. La variación de R'/R vs $2k/\mu c$ para distintas reducciones se ve en la Fig. 1.10.

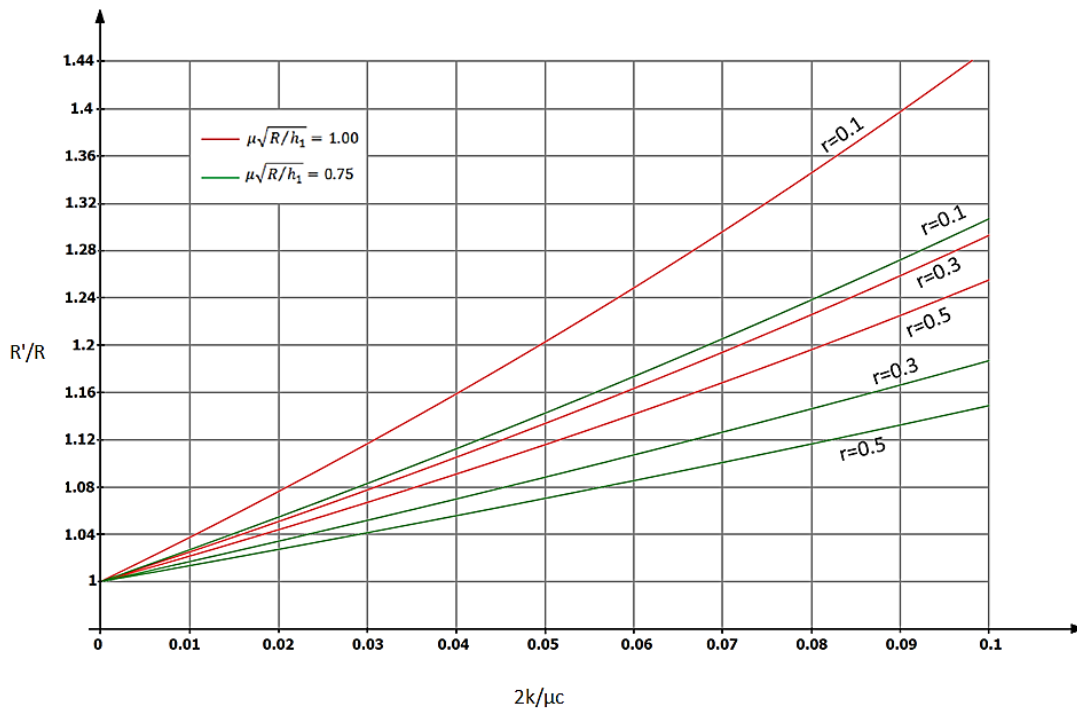


Figura 1.10 Curvas de laminación en frío para tiras de metal.

Para un valor dado de $2k/\mu c$, el valor de R'/R se incrementa cuando la reducción disminuye. Cuando la reducción es pequeña el efecto de la distorsión elástica de la lámina llega a ser significativo particularmente para materiales duros.

1.2.4 Espesor mínimo para la laminación en frío

Hay un espesor mínimo en el cual la reducción por laminación en frío ya no es posible, para el análisis estudiaremos la situación donde no hay tensiones en los planos de entrada y salida. La fuerza de compresión se calcula conforme la ecuación (1.40a) y (1.40b), conveniente expresada como:

$$\frac{P}{P^*} = \frac{1}{2} \left\{ 1 + e^{(0,9+r^2)\mu \sqrt{\frac{R'r}{h_1}}} \right\} \quad (1.44)$$

Esta expresión tiene una aproximación de $\pm 2,5\%$, reemplazando dentro de la ecuación de Hitchcock, tenemos

$$r \left(\frac{R'}{R} - 1 \right) = \frac{\bar{k}}{c} \sqrt{\frac{R'r}{h_1}} \left\{ 1 + e^{(0,9+r^2)\mu \sqrt{\frac{R'r}{h_1}}} \right\} \quad (1.45)$$

Donde \bar{k} es el esfuerzo de fluencia en corte en cada reducción. Para determinar el punto de inflexión mínimo, derivamos R'/h_1 con respecto a R'/R . Usando (1.45), la mínima condición puede ser escrita como

$$\frac{h_1}{R} = \frac{\bar{k}}{2c} \sqrt{\frac{h_1}{R'r}} \left\{ 1 + \left[1 + (0,9 + r^2)\mu \sqrt{\frac{R'r}{h_1}} \right] e^{(0,9+r^2)\mu \sqrt{\frac{R'r}{h_1}}} \right\} \quad (1.46)$$

Multiplicando esta ecuación por R'/h_1 y eliminando R'/R , obtenemos

$$\sqrt{\frac{R'r}{h_1}} \left\{ \left[(0,9 + r^2)\mu \sqrt{\frac{R'r}{h_1}} - 1 \right] e^{(0,9+r^2)\mu \sqrt{\frac{R'r}{h_1}}} - 1 \right\} = \frac{2cr}{\bar{k}} \quad (1.47)$$

Esta ecuación puede ser resuelta para $\mu \sqrt{R'r h_1}$ para valores asumidos de r y $2\bar{k}/\mu c$. El valor de $h_1/\mu^2 R$ se obtiene de (1.46), estos cálculos proporcionan el valor de R'/R y están relacionados con la fuerza en los rodillos (1.18). El resultado se muestra en la figura 1.11,

cuando r tiende a cero, el valor de $\mu\sqrt{R'rh_1}$ se aproxima a 1,421, este valor resulta de igualar el valor del corchete en (1.47) igual a cero. Esto es independiente del esfuerzo a la fluencia. El mínimo valor del espesor de la tira y la fuerza del rodillo que corresponde a una reducción pequeña es

$$h_1 = 1,616\mu R \frac{2k}{c} \quad ; \quad \frac{P}{2k} = 5,273R \frac{2k}{c} \quad (1.48)$$

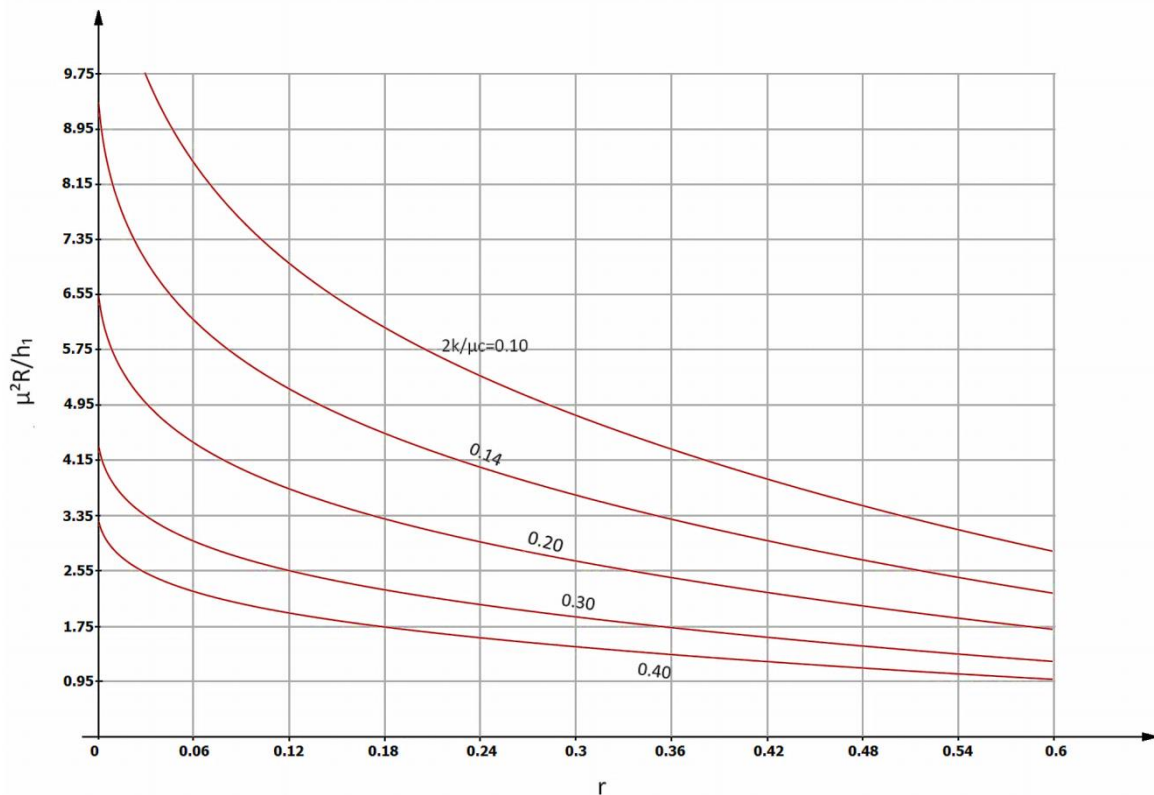


Figura 1.11 Mínimo espesor en la laminación en frío en función de la reducción, el coeficiente de fricción y el esfuerzo de fluencia.

La deformación elástica de la tira tiene un efecto significativo en el espesor mínimo para reducciones extremadamente pequeñas. El espesor mínimo en el cual no es posible rodar la tira, corresponde a un arco completamente elástico de contacto simétrico alrededor de la línea que une los centros de los rodillos. En la sección central se ejercen una presión vertical q_0 y una horizontal un esfuerzo de compresión de p_0 . La distribución de la presión es simétrica con respecto al centro del arco de contacto y puede ser representada por

$$q = q_0 \cos \frac{\pi x}{2l} \quad (1.49)$$

Donde l es la semi longitud de contacto y x es la longitud medida a partir del centro de contacto. La fuerza en los rodillos por unidad de longitud es

$$P = 2 \int_0^l q dx = 2q_0 \int_0^l \cos \frac{\pi x}{2l} dx = \frac{4q_0 l}{\pi} \quad (1.50)$$

Cuando no se aplican tensiones en los planos de entrada y salida, los esfuerzos normales de compresión en la sección central son

$$p_o = \frac{\mu P}{h} \quad ; \quad q_o = \frac{\pi P}{4l} \quad (1.51)$$

Substituyéndolo en la fórmula del criterio de fluencia $p_o - q_o = 2k$, tenemos

$$\frac{P}{h} \left(\frac{\pi h}{4l} - \mu \right) = 2k \quad (1.52)$$

La relación entre la deformación y esfuerzo en la zona central es

$$\frac{l^2}{R'h} = \frac{1 - \nu^2}{E} \left(q_o - \frac{\nu}{1 - \nu} p_o \right) = \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\frac{\pi P}{4l} - \frac{\nu}{1 - \nu} \frac{\mu P}{h} \right) \quad (1.53)$$

Los valores de E y ν son constantes del material, reemplazando l^2/R' en la ecuación de Hitchcock, obtenemos

$$\frac{l}{R} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2\mu l}{h} \right) = (1 + \nu^2) \frac{8k}{\pi E_r} + \left\{ (1 - \nu^2) \frac{\pi h}{4l} - \mu \nu (1 + \nu) \right\} \frac{2k}{E} \quad (1.54)$$

Para determinar el espesor mínimo, derivamos la expresión con respecto a l , igualando $dh/dl = 0$, es

$$\frac{l}{h} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2\mu l}{h} \right) + (1 + \nu^2) \frac{2k}{E} + \left(\frac{\pi h}{4l} \right) = 0 \quad (1.55)$$

Resolviendo la ecuación de forma aproximada, tenemos la expresión (1.56)

$$\frac{l}{h} \approx \frac{\pi}{8\mu} + \frac{8\mu R}{\pi h} (1 - \nu^2) \frac{2k}{E} \quad (1.56)$$

El mínimo valor para el espesor de laminación está dado por (1.54), resultando

$$\frac{h}{\mu R} \approx \frac{64}{\pi^2} \left\{ (1 - \nu_r^2) \frac{8k}{\pi E_r} + \mu(1 + \nu)(2 - 3\nu) \frac{2k}{E} \right\} \quad (1.57)$$

Simplificando podemos aproximar la ecuación a $h \approx 1,62\mu R(2k/c)$ que puede compararse con los valores obtenidos anteriormente.

1.3 OBJETIVO PRINCIPAL Y SECUNDARIOS

1.3.1 Objetivo principal

- Diseñar una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión a fin de obtener probetas para el ensayo de tracción y estudiar su comportamiento.

1.3.2 Objetivo secundario

1. Identificar los requisitos de la máquina de laminación plana en frío.
2. Definir las funciones y criterios de evaluación de la máquina.
3. Proponer conceptos de diseños alternativos
4. Evaluar cada alternativa propuesta.
5. Validar cada alternativa de acuerdo con cada criterio de evaluación.
6. Seleccionar el concepto de diseño óptimo.
7. Completar el diseño de la ingeniería de detalle del concepto seleccionado.
8. Determinar los parámetros de laminación por medio de instrumentación.
9. Proponer el protocolo de ensayo de la máquina.
10. Elaborar los planos de fabricación y ensamble para la construcción de la máquina.

1.4 RESULTADOS ESPERADOS

Con el diseño de la máquina laminadora en frío se espera cumplir los requerimientos y funciones como son:

- Seguridad: Se diseñara teniendo en cuenta la seguridad de los operarios
- Torque en los rodillos: Para deformar plásticamente las láminas.
- Ergonomía: Los dispositivos serán diseñados para ofrecer facilidad de uso.
- Fabricación: La máquina será construida con tecnología y materiales disponibles en el mercado local.
- Mantenimiento: Fácil acceso a los componentes de la máquina y protección a las partes lubricadas.
- Costo: El precio de la máquina estará cercano a equipos similares en el mercado siendo una alternativa factible.
- Reciclaje: Cumplido la vida útil del equipo sus piezas podrán ser reusadas.
- Uso: La forma de las piezas y elementos constructivos serán sencillas.

Como resultado final de este diseño se elaboraran los planos de despiece y ensamble de la máquina laminadora en frío.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] L. M. Kachanov, (1971), *Foundations of the Theory of Plasticity*, 2da, p. 3
- [2] Ulises T. Huamán Ladera, (1979), *Introducción a la deformación plástica teoría y problemas*, p. 82
- [3] Akhtar S. Khan y Sujian Huang, (1995), *Continuum Theory of Plasticity*, 1ra ed., p. 6
- [4] J. Bauschinger, *Zivilingenieur*, (1881), 27: 289.
- [5] Marc André Meyers y Krishan Kumar Chawla, (2010), *Mechanical Behavior of Materials*, 5ta ed., p.188
- [6] Akhtar S. Khan y Sujian Huang, (1995), *Continuum Theory of Plasticity*, 1ra ed., p. 8
- [7] J.L Enríquez, E. Tremps Guerra, S. de Elío de Bengy y D. Fernández Segovia, (2010), *Laminación*, p .65
- [8] J. Chakrabarty, (2006), *Theory of Plasticity*, 3ra ed., p. 563
- [9] Ibid., p. 567
- [10] Ibid., p. 575
- [11] Ibid. p. 572

CAPITULO II

METODOLOGÍA DEL DISEÑO

El objetivo del presente diseño es obtener un producto útil que satisfaga las necesidades de un cliente siendo seguro, confiable, eficiente, económico y de fácil manufactura. Es primordial conocer los deseos y expectativas para quienes está destinado el producto. Los profesionales de ventas se ocupan, con frecuencia, en conocer la definición de las expectativas del cliente; pero es probable que los diseñadores trabajen junto con ellos como parte de un equipo de desarrollo del producto.

Los métodos de diseño tienen como objetivo principal el de ordenar la actividad creadora del diseñador y dar mayor dinamismo de esta actividad hasta obtener una solución adecuada. Los métodos actuales son numerosos, para el presente trabajo se utilizará la recomendación VDI 2221, cuyo el título es “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos” ver Fig. 2.1

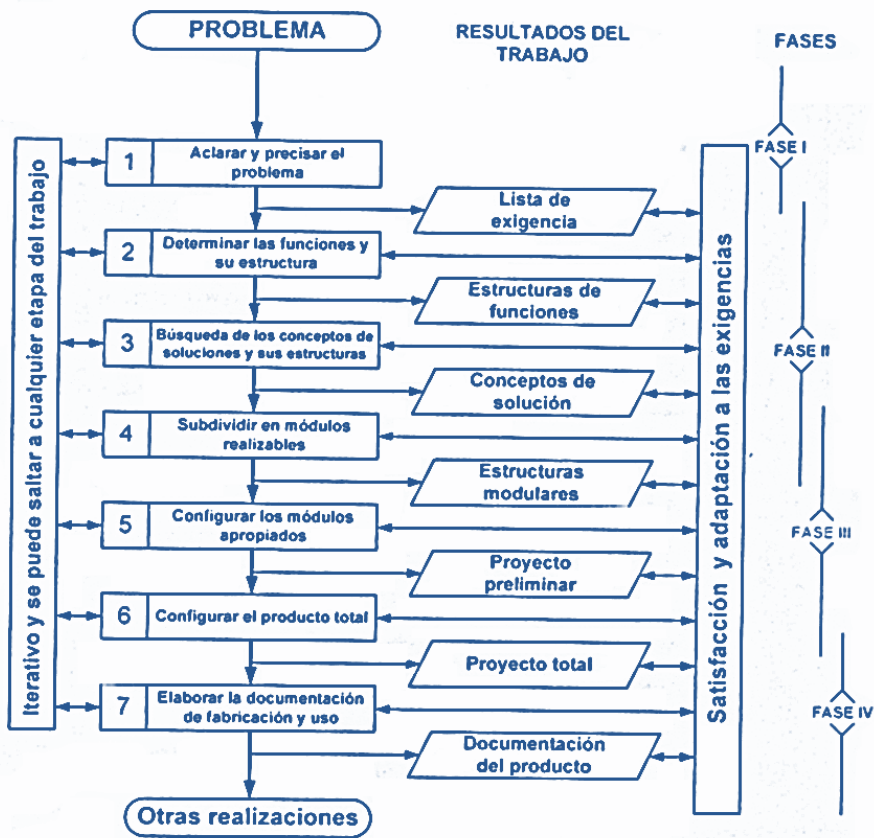


Figura 2.1 Proceso generalizado de desarrollo y diseño. [1]

Este método se divide en cuatro fases según la Fig. 2.1 que son: Fase I - Información, Fase II - Creación, Fase III - Desarrollo, Fase IV - Elaboración de la ingeniería de detalle.

Este método busca en cada una de sus fases, criterios de evaluación que lo conduzcan a la optimización, lo cual conduce a obtener las soluciones adecuadas para aumentar el rendimiento.

Son cuatro las partes básicas para los distintos métodos de diseño, son los siguientes [1]:

- Comprensión de la solicitud
- Concepción de la solución
- Elaboración del proyecto
- Elaboración de detalles

2.1 CONCEPCIÓN DE LA SOLICITUD

Para empezar con la comprensión de la solicitud es necesario recibir una descripción de las exigencias, lo que se trata es de hacer que a partir del pedido concreto de un sistema técnico, obtener una serie de exigencias debidamente clasificadas y cuantificadas.

El objetivo de esto es lograr comprender el problema, para esto es necesario recopilar la información necesaria para cumplir con los requerimientos planteados. En muchos casos la información proporcionada es deficiente, se debe averiguar el estado actual de la tecnología empleada para el desarrollo del problema en mención.

2.1.1 Estado de la tecnología

Toda la información que se tenga sobre el proceso tecnológico se debe de clasificar y estudiar para solución del problema. En la mayoría de los casos esta solución y su calidad depende del grado de información técnica que posee y procesa el diseñador.

Para las máquinas de laminación en frío su desarrollo industrial empezó a principios del siglo XX gracias a las máquinas accionadas por electricidad, entre las máquinas actuales se detallarán a continuación.

a) Máquina laminado en frío del alta potencia



Figura 2.2 Máquina laminadora en frío Guanghai - GH550. [2]

Máquina de laminación en frío con dos rodillos de alta potencia [2], los dos rodillos son accionados por medio de un par de ejes pivotantes conectados a una caja reductora. El rodillo superior se puede mover en la dirección vertical por medio de un motor eléctrico para poder regular la separación de los rodillos. Sus especificaciones técnicas son las siguientes:

Presión de laminación: 150 toneladas

Diámetro de los rodillos: 380 a 420 mm

Potencia del motor: DC 315 kW 440 V

Peso de la máquina: 38 toneladas

b) Máquina laminado en frío de baja potencia

Su función principal es la laminación en frío para materiales como acero al carbono, aluminio, cobre y tiras metálicas de Zinc. El control de la separación entre los rodillos es de manera manual.



Figura 2.3 Máquina laminadora Guanghua ZJ200, 220, 250, 300, 350,400. [3]

Sus características son las siguientes:

Potencia: 7,5 a 10 kW

Presión en los rodillos: 30 toneladas

Peso: 4,5 toneladas

c) Laminadora en frío semi industrial

Este modelo es ideal para laminar alambres o tiras de metal, tiene las características para satisfacer las necesidades de los talleres de producción de pequeña y mediana escala. El M120 contiene un sistema de auto lubricación integrada de forma automática, utilizando las últimas tecnologías para proporcionar una estructura sólida en hierro fundido. Los cilindros de trabajo se diseñaron a partir de acero de aleación especial con una dureza de 62-64 HRC

y una desviación de superficie a menos de $0,1 \mu m$. El M120 está provisto de un avance regulable y control de la dirección inversa.

Voltaje y frecuencia de funcionamiento: 110 V 60 Hz

Ancho máximo: 12 mm

Espesor máximo: 15 mm

Toleración de laminación: 0,05 mm

Peso: 400 lb.



Figura 2.4 Laminadora semi industrial Cavallin M-120. [4]

d) Laminadora Loma con inversión de laminación

Sistema de laminación similar a los anteriores, según la figura 2.5 se tiene las siguientes características de la laminadora en frío:

Tipo: 2/4 Reversible

Tamaño del rodillo: 1-5/8" (41,275 mm) x 8" (203,2 mm)

Ejes y acoplamientos universales

Potencia: 10 hp

Voltaje: 500 V

Velocidad angular a la salida de la reducción: 100 rpm

Relación de reducción de velocidad: 17,47 a 1

Dimensiones: 1,75 m largo x 851,2 mm ancho x 1,8 m altura



Figura 2.5 Laminadora marca LOMA, 10 HP, con inversión. [5]

2.1.2 Lista de exigencias

La formulación de las exigencias debe ser neutral frente a la solución del problema. También deben tener en consideración la información adicional del funcionamiento de la máquina. Se debe distinguir e indicar las características de las exigencias, lo indicado es colocar esto en una tabla, denotando E para exigencia o D para Deseo.

Exigencia: Lo que se requiere como imprescindible, deben de cumplirse bajo cualquier circunstancia, si alguna exigencia no es cumplida, el producto diseñado es inaceptable.

Deseo: Se trata sólo de aspiraciones sin condiciones contradictorias con el objetivo del diseño.

Entre los puntos más importantes tenemos:

- a) La función principal: La máquina experimental será capaz de realizar deformaciones plásticas en frío mediante fuerza de compresión ejercidas por dos rodillos, el material de las láminas a deformar será de materiales no ferrosos debido a su bajo punto de fluencia, después estas probetas serán preparadas para un posterior ensayo de tracción.
- b) Fuerza: La fuerza requerida debe ser la necesaria para cada uno de los distintos tipos de materiales a laminar. Por lo tanto se necesita conocer el material con los mayores requerimientos de deformación para calcular la fuerza máxima de compresión.
- c) Seguridad: Identificar los peligros de operación, prevenir posibles accidentes y elaborar las medidas de control necesarias para la operación de la máquina. Demostrar un claro compromiso con la seguridad con las personas, además de supervisar continuamente y mejorar el funcionamiento de la misma. El uso de la norma de seguridad OHSAS 18001, y su integración con las normas ISO 9001 e ISO 14001.
- d) Ergonomía: Facilitar el manejo, la posición, la forma y el accionamiento sencillos. Hay que tener en cuenta la posible negligencia de los usuarios. Tener presente las dimensiones promedio del cuerpo humano en la construcción de la máquina. Seguridad en el funcionamiento, reflexionar sobre lo que puede ocurrir si falla una u otra pieza. Se ha de facilitar el control y la vigilancia, especialmente son delicados los puntos de desgaste, de estanqueidad y de engrase.
- e) Fabricación: El diseño ha de estar en armonía con el material y con la fabricación. La influencia del número de ejemplares influye en la fabricación de las piezas. Pasa a primer plano la fabricación sin arranque de viruta por lo que representa un ahorro en material y en tiempo, en comparación con: fundición, laminación, prensado, inyectado, estirado, estampado. En la fabricación individual y en la de pequeño número de ejemplares es necesario frecuentemente elegir un diseño más sencillo que permita una fabricación sin moldes ni modelos.
- f) Control de calidad: Establecer los mecanismos, acciones y herramientas para detectar la presencia de errores. Conocer las especificaciones de los elementos para proporcionar las

indicaciones de fabricación. Todos los elementos que no cumplan con las características mínimas serán descartados. Para controlar la calidad de un producto se realizarán inspecciones para cada pieza fabricada.

g) Montaje: El montaje debe hacerse con personal especializado, bajo una dirección técnica y siguiendo una secuencia de operaciones previamente establecida. Es importante determinar la tolerancia de fabricación de cada una de las piezas que conforman los conjuntos de la máquina, el propósito de los intervalos de tolerancia es de admitir un margen para las imperfecciones en la manufactura de los componentes, ya que es imposible alcanzar la precisión absoluta desde el punto de vista técnico.

h) Control del proceso: Debido a que esta máquina de laboratorio tiene por objetivo el estudio de la deformación plástica de los metales, esta tiene que tener la capacidad de medir la fuerza de compresión necesaria para deformar plásticamente de los metales a estudiar. Además es necesario implementar un sistema de medición para controlar el porcentaje de reducción de las láminas. El control de los procesos permitirá planificar con mayor certeza y confiabilidad el ensayo, analizar, explicar y corregir las condiciones no deseada.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 2
			Edición: Rev. 1
PROYECTO:		Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión.	Fecha: 14/04/12
			Revisado: W.T
CLIENTE:		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: O.B.
Prioridad	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
1	E	FUNCIÓN PRINCIPAL: Conseguir la deformación plástica en frío para materiales con bajo punto de fluencia principalmente barras de aluminio y cobre, para obtener probetas para ensayos de tracción.	
2	E	FUERZA: El equipo ofrecerá la necesaria para comprimir las probetas según la exigencia.	
3	E	SEGURIDAD: Se diseñará teniendo en cuenta la seguridad de los operarios, protección de los elementos móviles y la protección del medio ambiente, según norma OHSAS 18001.	
4	E	ERGONOMIA: Los dispositivos de operación del equipo serán diseñados para ofrecer facilidad de uso.	
5	E	FABRICACION: La máquina será construida con tecnología y materiales disponibles en el mercado local.	
6	E	CONTROL DE CALIDAD: Cumplirá con las normas internacionales de calidad como la ISO 9001.	
7	E	MONTAJE: La máquina será fabricada de forma modular, para su fácil montaje e instalación, desmontaje y desinstalación para trabajar en diferentes lugares.	
8	E	CONTROL DEL PROCESO: Tendrá la capacidad de poder medir la fuerza de compresión ejercida por los rodillos y además de controlar el porcentaje de reducción	

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 2 de 2
			Edición: Rev. 1
PROYECTO:		Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión.	Fecha: 14/04/12
CLIENTE:		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Revisado: W.T
			Elaborado: O.B
Prioridad	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
9	D	TRANSPORTE: Estará provisto de soportes para su movilidad.	
10	D	USO: La forma de las piezas constructivas serán sencillas.	
11	E	MANTENIMIENTO: Fácil acceso a los componentes de la máquina y protección de las partes lubricadas.	
12	E	COSTOS: El costo de la máquina estará cercano a equipos similares en el mercado siendo una alternativa factible.	
13	D	RECICLAJE: Cumplido la vida útil de la máquina sus piezas podrán ser recicladas.	
14	E	PLAZO DE ENTREGA: 7/12/2012	

Tabla 2.1 Lista de exigencias

Leyenda:

E = Exigencia

D = Deseo

2.1.3 Plan de trabajo

CRONOGRAMA DE TRABAJO													
ID	Actividad	Duración	Inicio	Final	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1	Antecedentes	2s	03-abr	10-abr									
2	Definición del problema	1s	10-abr	17-abr									
3	Elaboración del cronograma	1s	03-abr	10-abr									
4	Objetivos	1s	03-abr	10-abr									
5	Metodología	2s	24-abr	02-may									
6	Justificación	1s	17-abr	24-abr									
7	Propuesta Solución	3s	22-may	12-jun									
8	Funadamento Teorico	4s	08-may	15-may									
9	Hipotesis	2s	22-may	19-may									
10	Revisión del plan de trabajo	1s	12-jun	19-jun									
11	Diseño conceptual de la maquina	4s	19-jun	17-jul									
12	Concepto solución optimo	4s	26-jun	24-jul									
13	Cálculos preliminares	4s	31-jul	28-ago									
14	Ingeniería de detalle	5s	21-ago	25-sep									
15	Revisión de los cálculos de ingeniería	2s	11-sep	25-sep									
16	Selección de la instrumentación	2s	25-sep	09-oct									
17	Proyecto preliminar optimo	7s	02-oct	20-nov									
18	Elaboracion de planos ensamble y despiece	4s	06-nov	27-nov									
19	Resultados	1s	20-nov	27-nov									
20	Conclusiones	2s	13-nov	27-nov									
21	Presentación del trabajo final	1s	04-nov	11-dic									

Tabla 2.2 Plan de trabajo.

2.2 ELABORACIÓN DEL CONCEPTO

El siguiente paso en la metodología del diseño es la elaboración del concepto de solución, la formulación de una estructura de funciones y la búsqueda de principios de solución para cada una de las funciones, así como el proceso de combinación de los factibles medios de solución para obtener un concepto óptimo.

La elaboración del concepto se divide en dos puntos:

1. La estructura de funciones: Se buscan todas las funciones que la máquina a diseñar deben cumplir para llevar a cabo su función principal
2. El concepto de solución: Es la evaluación de la variedad de las soluciones para obtener una solución definitiva.

2.2.1 Abstracción

Para representar función se hará por medio de una caja negra "Black box", donde sólo se tiene en cuenta tres magnitudes básicas de entrada y salida: materia, energía y señales.

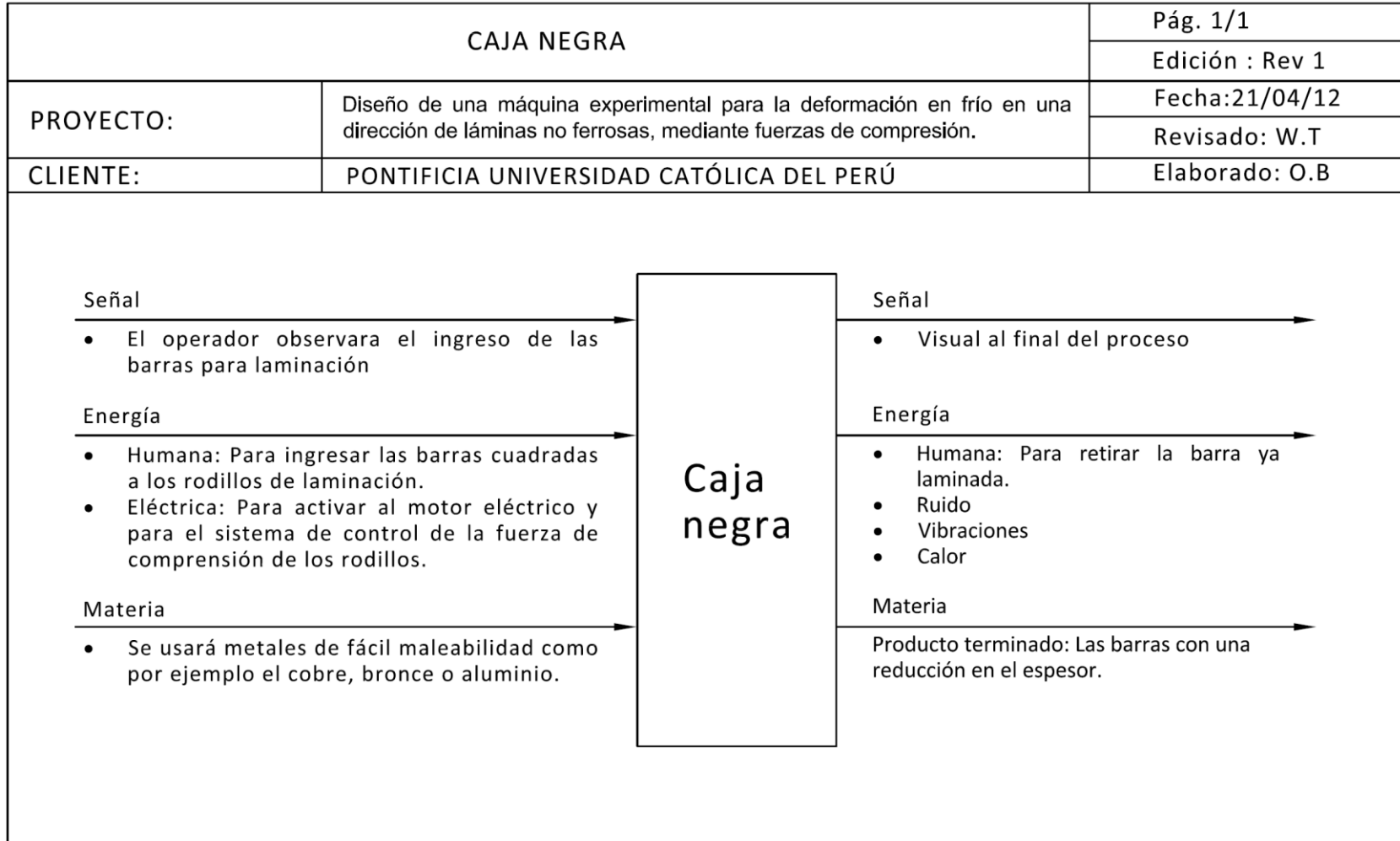


Figura 2.6 Caja negra.

2.2.2 Estructura de funciones

Para la elaboración de la estructura de funciones se exploraran todas las funciones que la máquina debe de cumplir para llevar a cabo su función principal.

1. Función principal

En el diseño de la máquina se puede describir como una función principal la representación por la caja negra donde ocurre una transformación llamado proceso técnico, para este estudio la función principal es:

Laminación plana en frío perfiles aleados hasta 12 mm de espesor.

2. Funciones parciales

Las funciones de la máquina pueden sub dividirse en funciones parciales que cumplen con una tarea específica, para cumplir con el proceso requerido.

Una vez elaborado las posibles estructuras de funciones se procede a seleccionar la estructura óptima en base a los siguientes criterios:

El orden de las funciones, el control del proceso y el accionamiento. La diferencia entre cada uno son principalmente las funciones principales, evaluando cada alternativa la que mejor representan los objetivos y alcances de la máquina es:

- a) Posicionar: Colocar la barra en posición determinada con respecto a los rodillos.
- b) Laminar: Someter al material a una deformación plástica entre los cilindros, para obtener una barra de menor espesor.
- c) Medir: Determinar la cantidad de fuerza que ejerce los rodillos en el proceso de laminación.
- d) Expulsar: Retirar el material el cual ya ha sido reducido su espesor.

Cabe resaltar que el control del proceso está en todo momento activo hasta finalizar la laminación así como el accionamiento de la máquina será tanto manual como eléctrico.

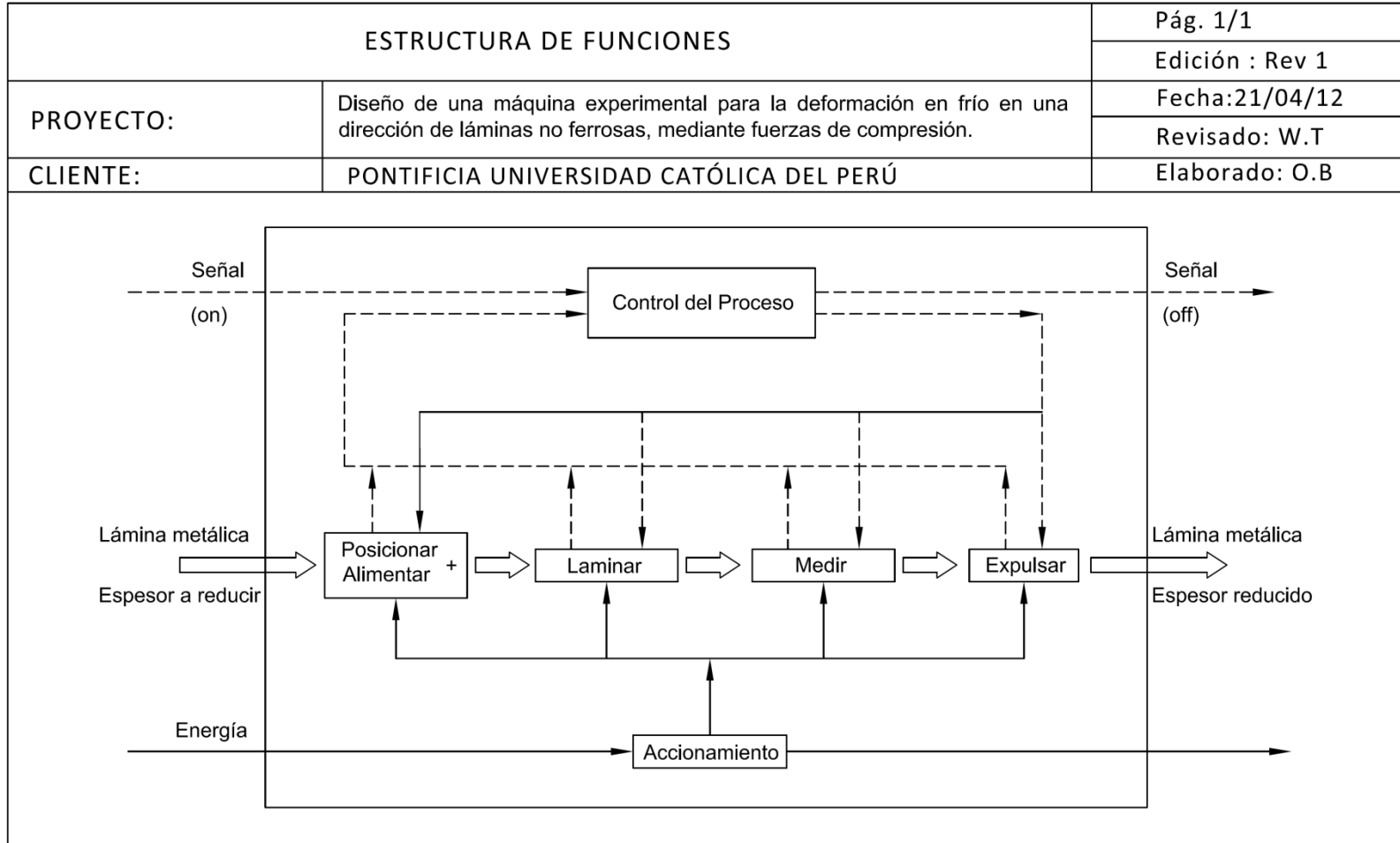


Figura 2.7 Estructura de funciones.

2.2.3 Concepto de solución

Para encontrar las soluciones hay distintos caminos, como los tradicionales, intuitivos y los discursivos. Para el presente trabajo se presentara una de las formas discursivas para llegar a las soluciones con la ayuda de un esquema ordenado denominado “Matriz morfológica” de Zwicky [6]. Por este método se desea construir un sistema de soluciones completo para el problema dado.


















Generalmente se puede subdividir una función total en funciones parciales. En muchos casos se puede hacer de estas funciones parciales nuevas funciones totales secundarias y nuevamente dividir las en funciones parciales.

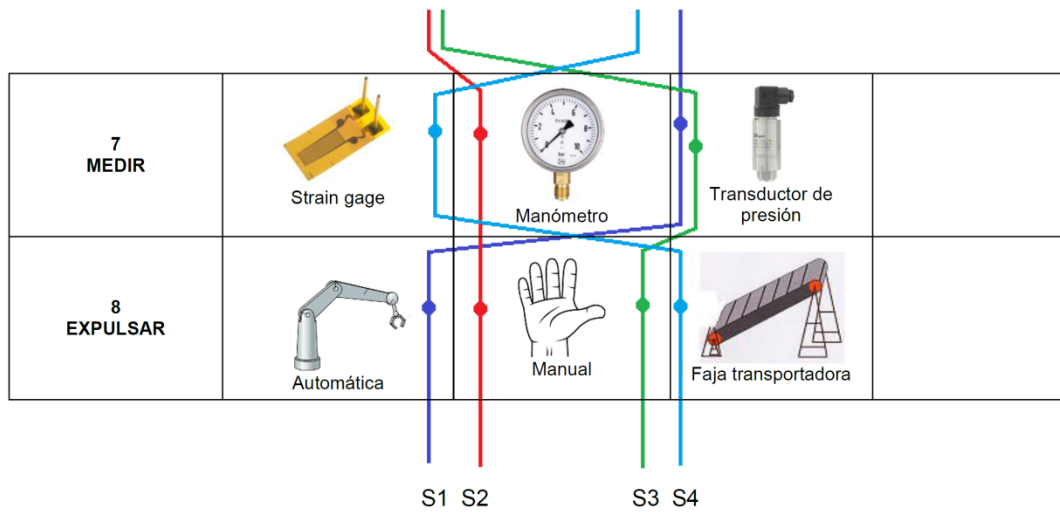
La elaboración de la matriz es sencilla, en la primera columna se escriben las funciones parciales y para cada función parcial en su respectiva fila, los portadores de función son los principios que realizan los efectos deseados. Los portadores de una función son las alternativas de solución que satisfacen dicha función. La búsqueda de portadores (principios de solución) debe tener metas concretas. En los portadores de las funciones se puede determinar el conocimiento que tiene el que elabora y el estado de la tecnología.

Para el caso del diseño de la laminadora plana en frío se determinó ocho funciones para cumplir el requerimiento del objetivo principal, estas funciones son:

1. Posicionar: Asegurar la entrada correcta de la tira de laminación a los rodillos.
2. Accionamiento: Medio por el cual se genera un torque hacia los cilindros de laminación.
3. Transmisión de potencia: Método que transferirá el torque del accionamiento al sistema.
4. Reducción de velocidad: Mecanismo para disminuir la velocidad del accionamiento.
5. Acoplamiento: Conexión entre los ejes motrices.
6. Separación entre los rodillos: Es el modo como controlar la luz entre los rodillos.
7. Medir: Sistema por el cual se cuantificará la presión ejercida a la lámina.
8. Expulsar: Modo por el cual se obtendrá la tira con el espesor reducido.

2.2.3.1 Matriz Morfológica

MATRIZ MORFOLÓGICA				
				Pág. 1/1
				Edición: Rev. 1
PROYECTO:	Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión.			Fecha: 28/04/12
CLIENTE:	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ			Revisado: W.T
				Elaborado: O.B
FUNCIONES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
1 POSICIONAR	 Automática	 Pistón hidráulico	 Guías	
2 ACCIONAMIENTO	 Motor eléctrico	 Manual		
3 TRANSMISIÓN /REDUCCIÓN	 Cadena	 Faja	 Engranajes	 Reductor mecánico
4 ACOPLAMIENTO	 Flexible	 Rígido		
5 JUNTAS	 Universal	 Homocinética	 Cardánica	
6 SEPARACION ENTRE RODILLOS	 Tornillo de potencia	 Pistón hidráulico	 Servomotor	



Leyenda de soluciones:

- S1 = —
- S2 = —
- S3 = —
- S4 = —

Figura 2.8 Matriz morfológica.

2.2.3.2 Disposición básica

Se presentará a manera de esquemas la solución cualitativa obtenida de la matriz morfológica para cada uno de las cuatro soluciones obtenidas. Estas soluciones son llamadas como concepto solución, es un primer acercamiento para obtener finalmente la solución óptima.

Solución S1

Las características de la solución S1 son:

La entrada y salida del material a laminar son realizados por medio de un brazo robótico, el accionamiento de la máquina es generado por un motor eléctrico, la regulación de la velocidad angular del motor es por medio de un variador de frecuencia a torque constante , para cambiar el plano de giro del eje del motor al plano del eje de la transmisión se hace

por medio de un tornillo sin fin, como el giro de los dos ejes que accionan a los rodillos de laminación son en sentido contrario, el mecanismo de transmisión de potencia se diseña con dos engranajes.

Para establecer la luz entre los rodillos se implementará un mecanismo accionado por un servomotor, y para el sistema de medición de presión se instalará un transductor de presión que medirá la presión ejercida por los rodillos, generando una diferencia de voltaje en los terminales para después transformarlo en unidades de presión.

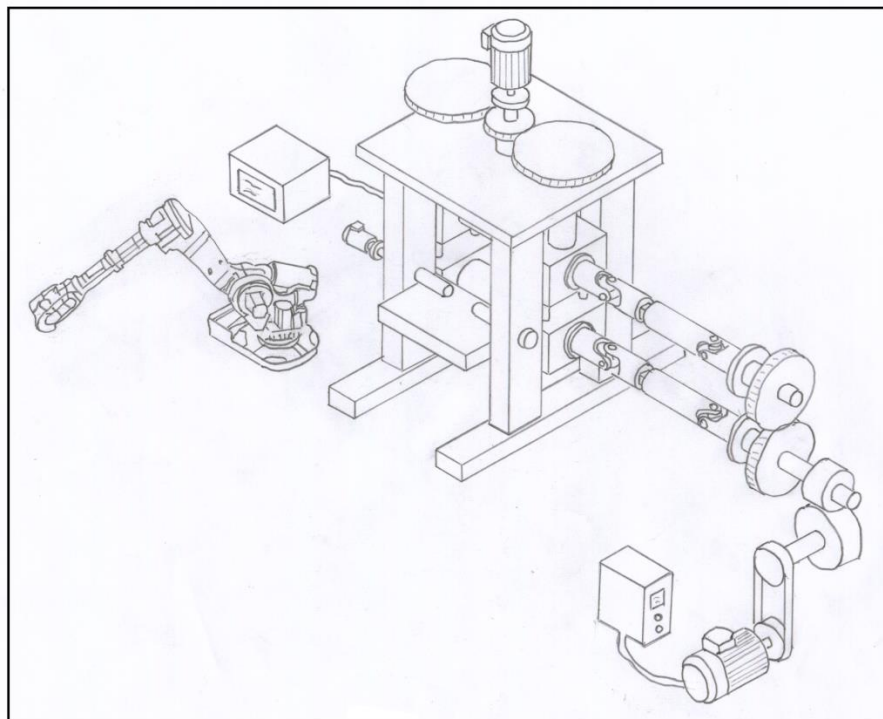


Figura 2.9 Concepto solución S1.

Solución S2

Tanto la entrada de material, como la salida, el accionamiento del sistema, y el mecanismo regulador de separación de los rodillos son realizados manualmente, la ventaja frente a las otras soluciones planteadas son el bajo costo de funcionamiento y tener propia autonomía. El mecanismo de transmisión de potencia se diseña con dos engranajes.

Para el sistema de medición de presión se implementará un manómetro que mostrará la presión ejercida por los rodillos de laminación, el manómetro medirá la presión ejercida por el rodillo inferior al momento de la laminación, este método es el sistema básico de medición de una balanza industrial.

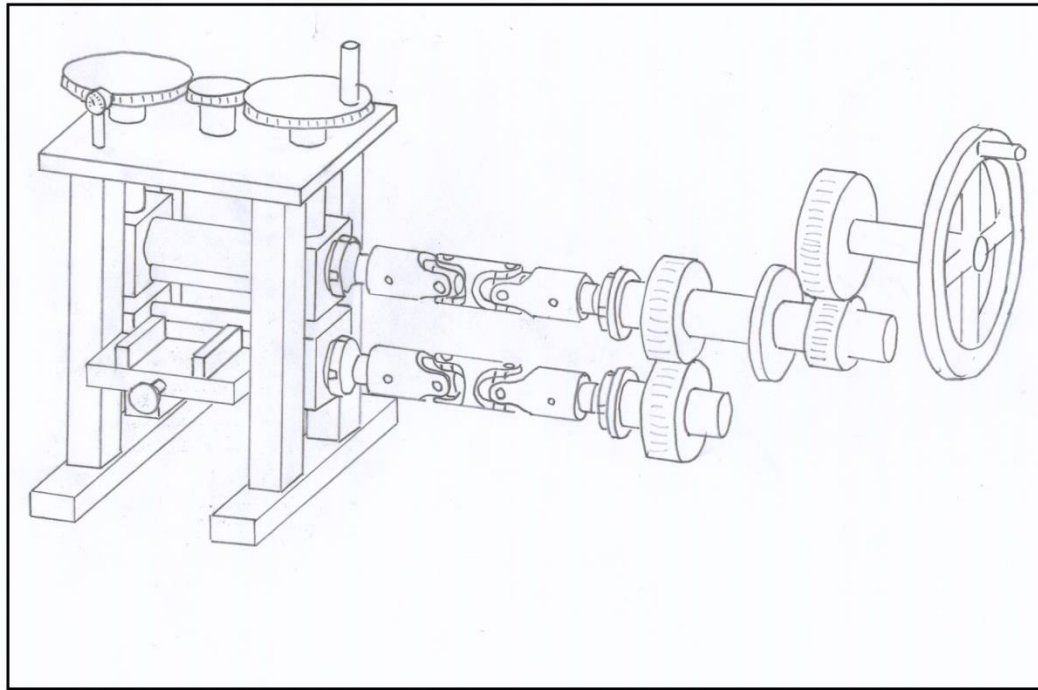


Figura 2.10 Concepto solución S2.

Solución S3

El accionamiento es por medio de un moto-reductor tipo cónico, teniendo como ventaja la no necesidad de un sistema de transmisión de potencia (cadena o faja), además el espacio requerido para su montaje es menor en comparación con otras opciones; para controlar mejor el proceso de deformación en frío se implementará un variador de frecuencia a torque constante. El sistema que acciona el giro de los rodillos es mediante una junta homocinética ya que garantiza la velocidad constante del rodillo para diferentes grados de inclinación. En cambio la medición de la presión ejercida en la laminación es a través de transductores de presión o comúnmente conocidos como “celdas de carga”, garantizando una buena medición, esto tiene cierta ventaja en comparación al resto de soluciones plantadas

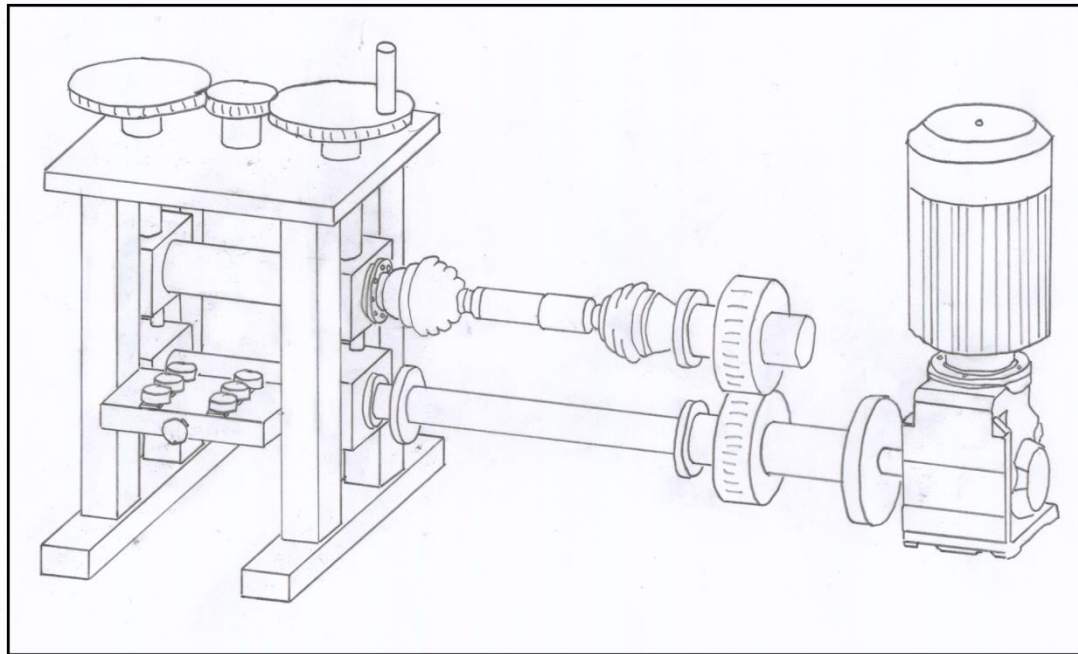


Figura 2.11 Concepto solución S3.

Solución S4

El accionamiento del sistema de laminación con un motor eléctrico, la reducción y la transmisión de la potencia a través de fajas, el control de la separación entre rodillos y el posicionamiento de las láminas son mediante un sistema hidráulico, el método como se cuantifica la presión es de manera indirecta a los casos expuestos anteriormente, se adhiere un “strain gage” en superficie de uno rodillos, para medir la deformación del rodillo en el momento de la laminación, luego mediante un algoritmo transformar esa deformación en una presión equivalente que generaría el mismo efecto.

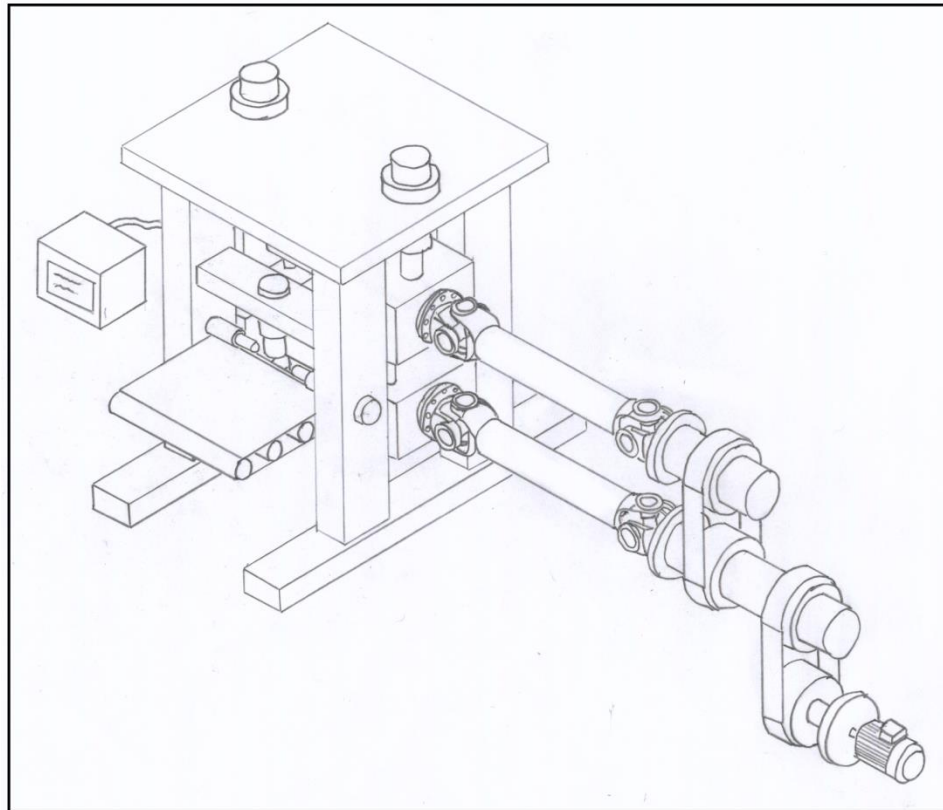


Figura 2.12 Concepto solución S4.

2.2.3.3 Evaluación del concepto solución

En esta etapa ya se puede evaluar las alternativas del proyecto, porque las características del diseño están ya fijadas. En estos bosquejos se pueden observar claramente los criterios ya elegidos, es posible estimar los datos de factores que influyen en los costos de fabricación, por lo tanto es posible encontrar un estimado aproximado del costo.

A este nivel ya se puede elaborar un primer análisis técnico económico de las alternativas, los formatos presentados a continuación son aplicando las recomendaciones de la VDI 2225.

Para aplicar la calificación se establecen criterios de evaluación tanto técnicos como económicos y se le da puntaje del 1 al 4. Entre los criterios de evaluación tenemos:

a) Confiabilidad: Desde el diseño existe la necesidad de entregar una máquina que tenga las prestaciones deseadas y además que sean confiables, de fácil mantenimiento y con funcionamiento seguro y económico durante su vida útil, la confiabilidad es la probabilidad que la máquina, elemento o persona desarrolle una determinada función bajo condiciones fijadas durante un periodo de tiempo determinado. La confiabilidad de un elemento puede ser caracterizada a través de distintos modelos de probabilidades. [7]

b) Seguridad: La máquina tiene que garantizar la integridad del operador y del medio ambiente, esto se logra con una buena ingeniería del análisis y el diseño, el control de calidad y los procesos exhaustivos de pruebas. Ya que el fabricante es el responsable por cualquier daño o perjuicio que provoque debido a un defecto.

c) Manufactura: Evaluar los procesos físicos para alterar la geometría, propiedades o apariencia de los materiales iniciales para la fabricación de los elementos de la máquina. Los procesos para llevar a cabo la manufactura involucran una combinación de máquinas, herramientas, energía y trabajo manual. Casi siempre la manufactura se ejecuta como una secuencia de operaciones, cada una de éstas lleva al material más cerca del estado final que se desea.

d) Operación: La operación de la máquina no está libre de riesgos una gran cantidad de accidentes se debe lamentar a causa de una mala operación. Es importante conocer los riesgos más comunes en su funcionamiento y comprender los principios para prevenirlos. Las partes que pueden generar mayores riesgos o accidentes son: Puntos de operación, transmisión de fuerza motriz, partes de movimiento, partes estáticas y controles y comandos. [8]

e) Ensamble: Para garantizar un buen ensamble es necesario crear productos altamente innovadores y fabricarlos en el tiempo requerido, obteniendo un producto más confiable, con un mejor rendimiento y con menores costes de fabricación sin tener problemas debidos a interferencias no deseadas.

f) Mantenimiento: La máquina tiene que ser diseñada para un fácil mantenimiento y garantizar un tiempo de vida según lo estimado. Los procedimientos de trabajo para realizar los mantenimientos programados tienen que ser claros y específicos.

DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS											Area de Diseño y Manufactura	
Valor Tecnico (Xi)												
Proyecto: MAQUINA LAMINADORA EN FRIO												
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien g: el peso ponderado esta en funcion de los criterios de evaluacion												
Criterios de evaluacion para diseños en fase de conceptos o proyectos												
Variantes de Concepto / Proyectos			Solucion 1 S ₁		Solucion 2 S ₂		Solucion 3 S ₃		Solucion 4 S ₄		Solucion Ideal S _{ideal}	
Nr	Criterios de evaluacion	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Confiability	3	2	6	2	6	3	9	2	6	4	12
2	Seguridad	3	3	9	3	9	3	9	2	6	4	12
3	Fácil manufactura	3	1	3	2	6	3	9	2	6	4	12
4	Fácil operación	2	2	4	3	6	2	4	3	6	4	8
5	Fácil ensamble	2	1	2	2	4	3	6	2	4	4	8
6	Fácil limpieza	2	2	4	2	4	2	4	2	4	4	8
7	Transporte	2	3	6	2	4	2	4	2	4	4	8
8	Poco espacio requerido	1	2	2	3	3	4	4	2	2	4	4
9	Simple mantenimiento	1	1	1	3	3	2	2	3	3	4	4
10	Complejidad	1	4	4	2	2	2	2	2	2	4	4
Puntaje maximo Σp o Σgp			21	41	24	47	26	53	22	43	40	80
Valor Tecnico (Xi)			0,70		0,80		0,87		0,73		1,00	

Tabla 2.3 Evaluación técnica del concepto solución.

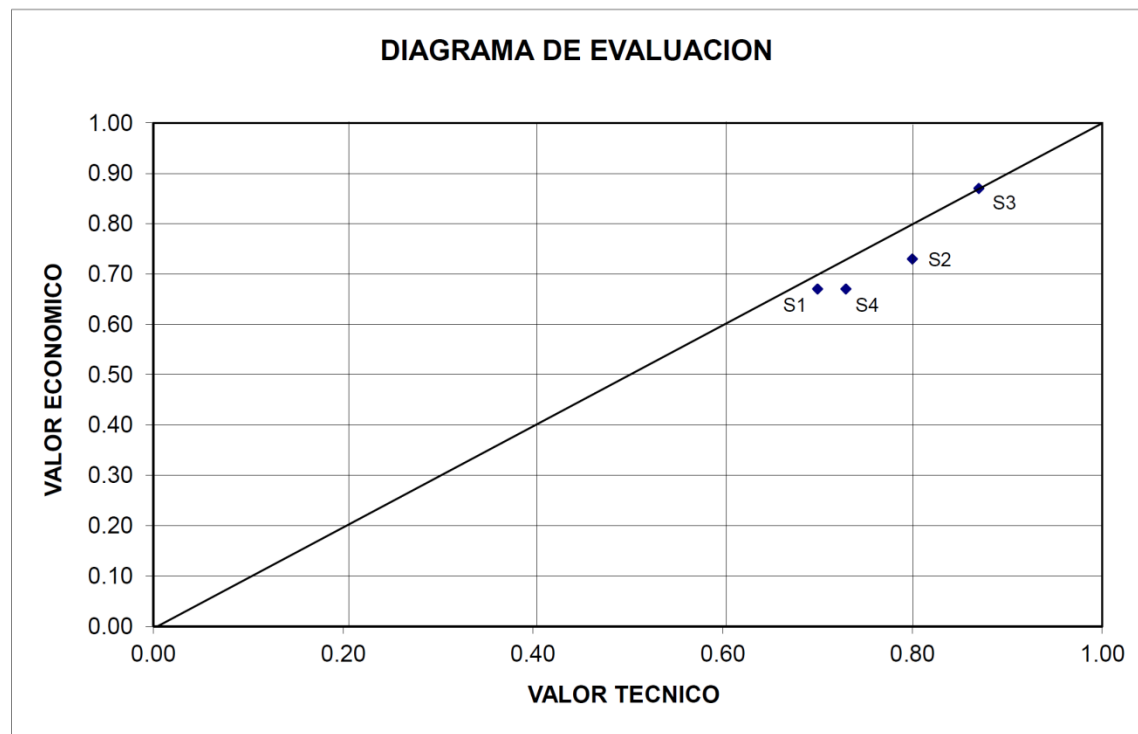
DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS											Area de Diseño y Manufactura	
Valor Economico (y_i)												
Proyecto: MAQUINA LAMINADORA EN FRIO												
<p>p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, g: el peso ponderado esta en funcion de los criterios de evaluacion</p>												
Criterios de evaluacion para diseños en fase de conceptos o proyectos												
Variantes de Concepto / Proyectos			Solucion 1 S_1		Solucion 2 S_2		Solucion 3 S_3		Solucion 4 S_4		Solucion Ideal S_{ideal}	
Nr	Criterios de evaluacion	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Confiabledad	3	2	6	2	6	3	9	2	6	4	12
2	Seguridad	3	3	9	2	6	3	9	2	6	4	12
3	Fácil manufactura	3	3	9	2	6	3	9	2	6	4	12
4	Fácil operación	2	2	4	2	4	3	6	3	6	4	8
5	Fácil ensamble	2	2	4	2	4	2	4	2	4	4	8
6	Fácil limpieza	2	1	2	2	4	3	6	2	4	4	8
7	Transporte	2	2	4	2	4	3	6	2	4	4	8
8	Poco espacio requerido	1	2	2	3	3	2	2	1	1	4	4
9	Simple mantenimiento	1	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4
10	Complejidad	1	1	1	3	3	2	2	2	2	4	4
Puntaje maximo Σp o Σgp			20	43	22	42	26	55	20	41	40	80
Valor Economico (y_i)			0.67		0.73		0.87		0.67		1.00	

Tabla 2.4 Evaluación económica del concepto solución.

Evaluación de Proyectos
Evaluación Técnica - Económica de Variantes

Valor Técnico (X_i)
 Valor Económico (y_i)

0.70	0.80	0.87	0.73
0.67	0.73	0.87	0.67



Referencia: VDI 2225

Figura 2.13 Diagrama de evaluación.

2.3 ELABORACIÓN DEL PROYECTO

En esta fase del diseño tiene como finalidad desarrollar un proyecto definitivo a partir de la estructura de construcción óptima determinada en la fase anterior.

Esta fase tiene dos etapas:

Proyecto preliminar

Proyecto definitivo

Para realizar adecuadamente esta labor se debe seguir estas reglas básicas:

- Claridad
- Simpleza
- Seguridad

2.3.1 Proyecto preliminar

Los datos de entrada de esta etapa son:

Lista de exigencias

La estructura de funciones

El bosquejo del concepto de solución

Lo que se trata en esta etapa es elaborar una descripción aproximada de la construcción del sistema técnico, al finalizar esta etapa, se debe obtener un documento de diseño en el cual se encuentre plasmado en un bosquejo del proyecto preliminar.

El diseñador en esta etapa debe configurar todas las piezas, así como fijar su disposición entre ellas, para esto es necesario:

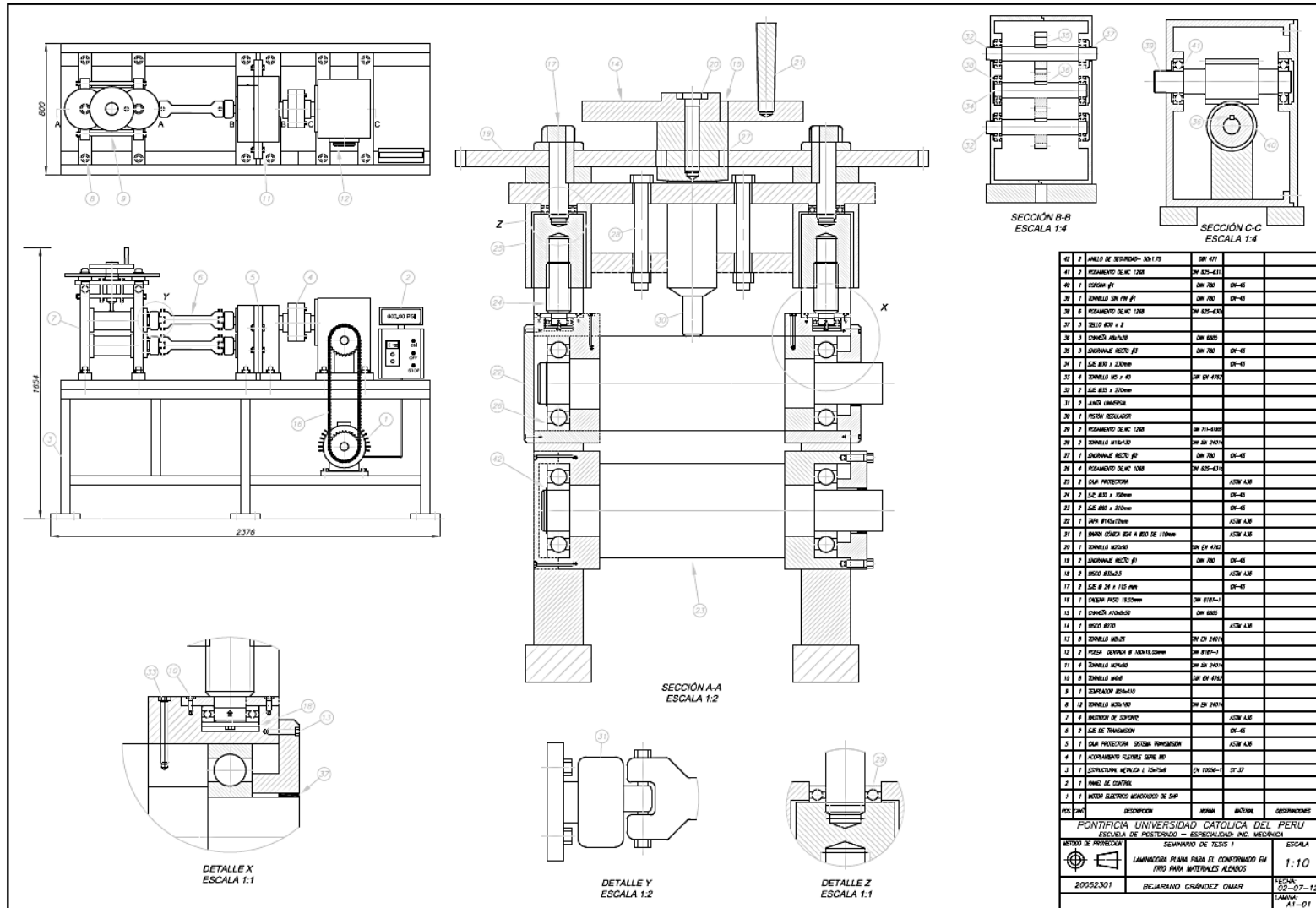


Figura 2.14 Proyecto preliminar óptimo.

Bibliografía

- [1] Benjamín Barriga. Métodos de diseño en ingeniería mecánica. Lima. PUCP 2010.
- [2]http://hngjx.en.alibaba.com/product/380972808209914509/Manual_cold_rolling_mill.html.
- [3]http://hngjx.en.alibaba.com/product/369611084209914509/2hi_cold_rolling_machine.html.
- [4] <http://www.ottofrei.com/store/Cavallin-M-120.html>.
- [5] <http://www.surplusrecord.com/cgi-bin/adpop.pl?731506>.
- [6] Zwicky, Fritz. Entdecken, Erfinden, Forschen im Morfologischen Weltwild. Tachenbuch 264. Droemer Knauer 1971.
- [7] http://www.uruman.org/3er_congreso_docs/trabajos_tecnicos/UA-Presentacion%20URUMAN-3.pdf
- [8] <http://www.construsur.com.ar/Article124.html>

CAPÍTULO III

DISEÑO DE COMPONENTES MECÁNICOS

En el capítulo anterior se elaboró el concepto de solución óptima, que será la base de diseño para cumplir con las funciones principales y parciales dadas en el concepto de solución. Para el diseño de esta máquina se determinó las siguientes funciones: Posicionar, accionamiento, transmisión de potencia, reducción de velocidad, acoplamiento, separación entre los rodillos, medir y expulsar.

3.1 ELABORACIÓN DE LOS DETALLES

Como punto de partida en esta fase de diseño se tiene al proyecto definitivo. El proyecto definitivo se obtuvo de la evaluación técnica y económica de las soluciones propuestas en el Capítulo II. En la elaboración de los detalles, se presentará la documentación necesaria para la fabricación y selección de cada una de las piezas. [1]

Es importante realizar los cálculos de forma completa y ordenada, en los puntos que se expondrán a continuación y después se explicará la forma de cómo se atacó el diseño, los datos que se usaron y qué hipótesis y juicios se plantearon. Es necesario tener un registro exacto de los cálculos de diseño. Para preparar un registro de diseño, en general se deberá tomar en cuenta lo siguiente:

- Identificar el elemento de máquina que será diseñado.
- Trazar un esquema del elemento, que muestre todas las propiedades que afecten el funcionamiento o el análisis de esfuerzos.
- Mostrar en un esquema las fuerzas que actúan sobre el elemento.
- Identificar el análisis a efectuar, como los esfuerzos de flexión, deflexión, entre otros.
- Detallar las fórmulas a usar en forma de símbolos.
- Resolver cada fórmula para la variable dada.

- Insertar datos, comprobar unidades y desarrollar los cálculos.
- Analizar el resultado.
- Especificar los valores definitivos de todos los parámetros importantes del diseño.

3.2 ESQUEMA GENERAL DE LA MÁQUINA

Primero se identificará los conjuntos principales que conforman la máquina experimental, para luego señalar las piezas que la conforman. Esto dará una idea clara de la forma como se diseñó y/o se seleccionó los distintos elementos mecánicos.



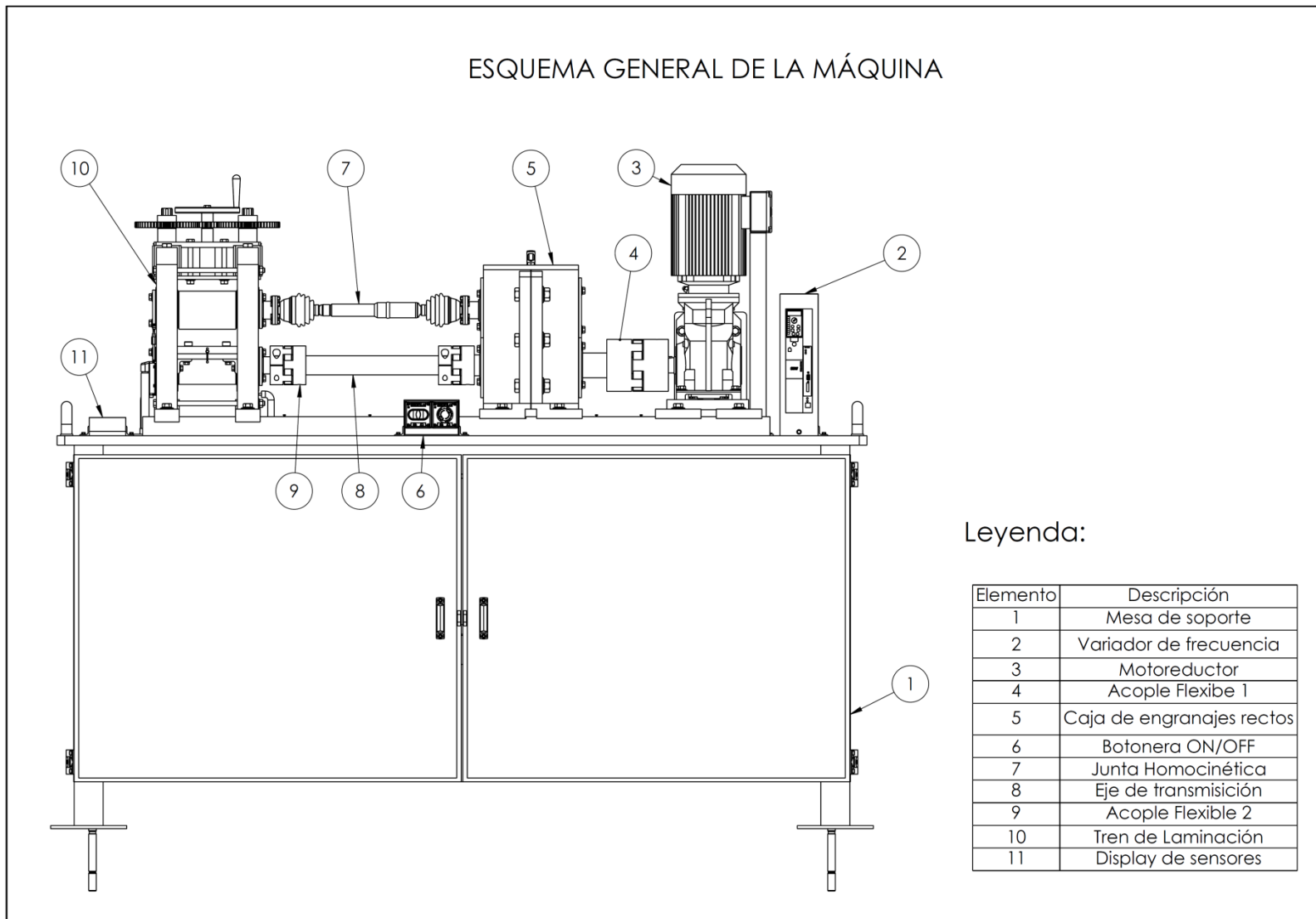


Figura 3.1 Esquema general de la máquina.

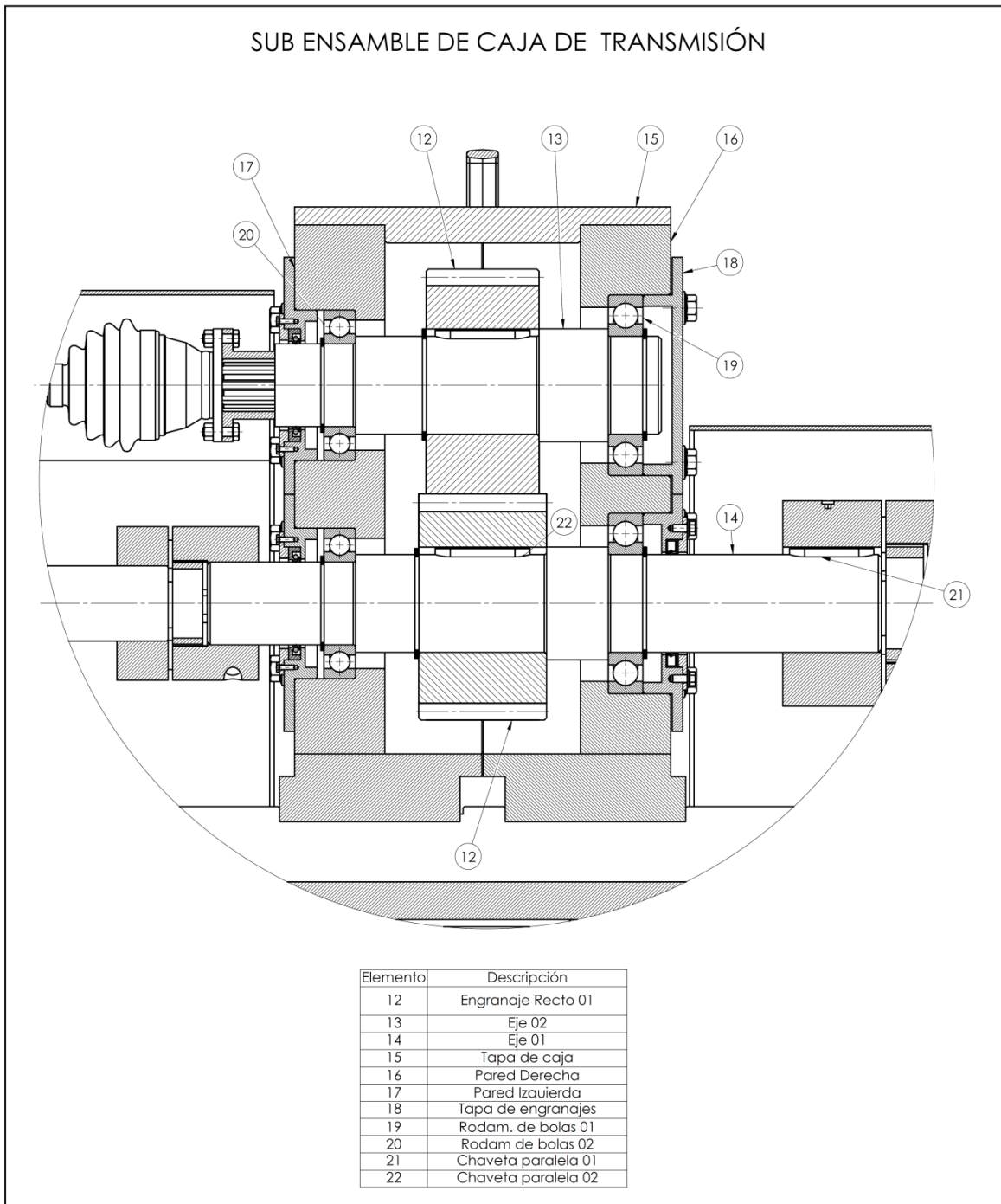


Figura 3.2 Sub ensamble de caja de transmisión.

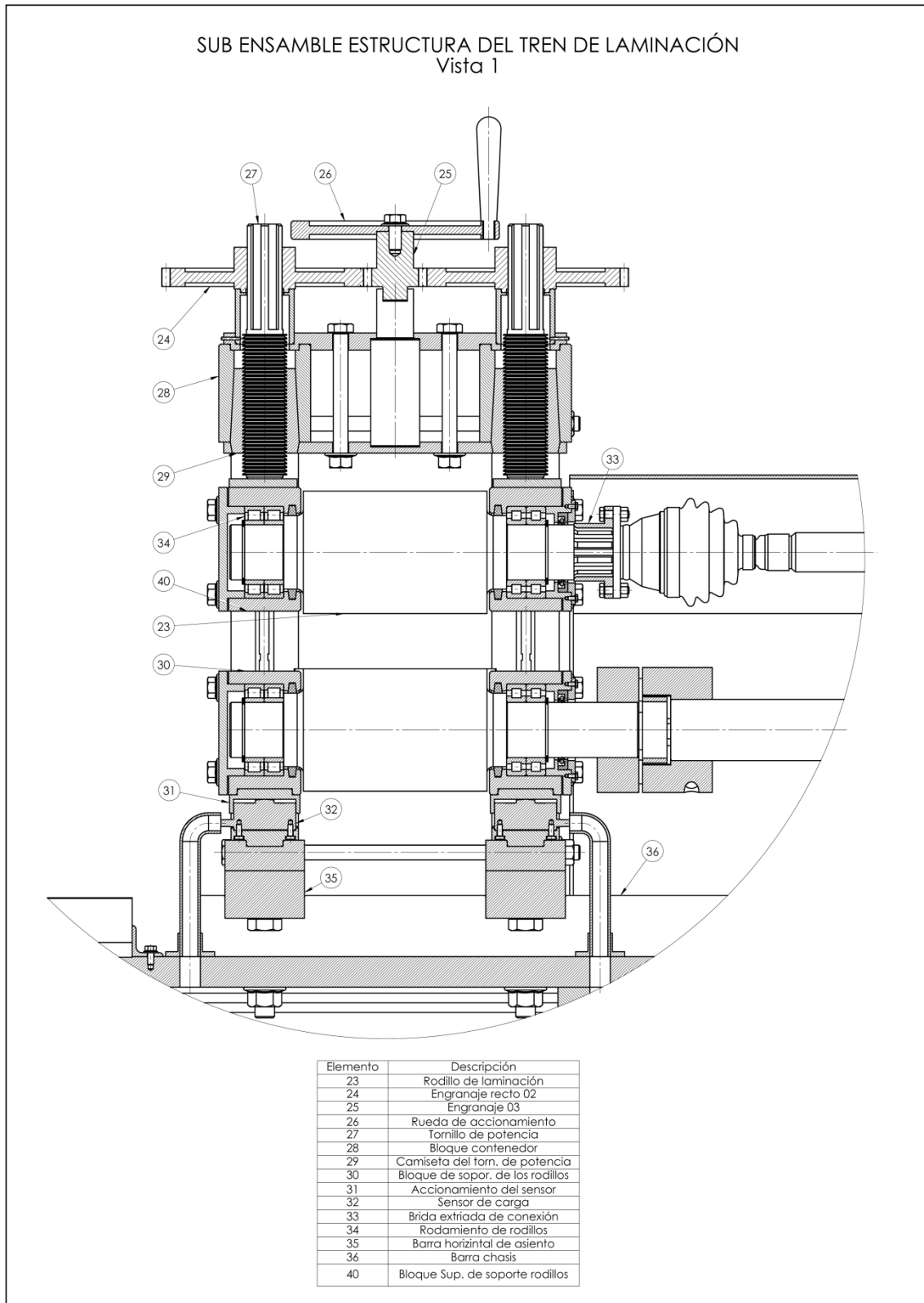


Figura 3.3 Sub ensamble de caja de transmisión, vista 1.

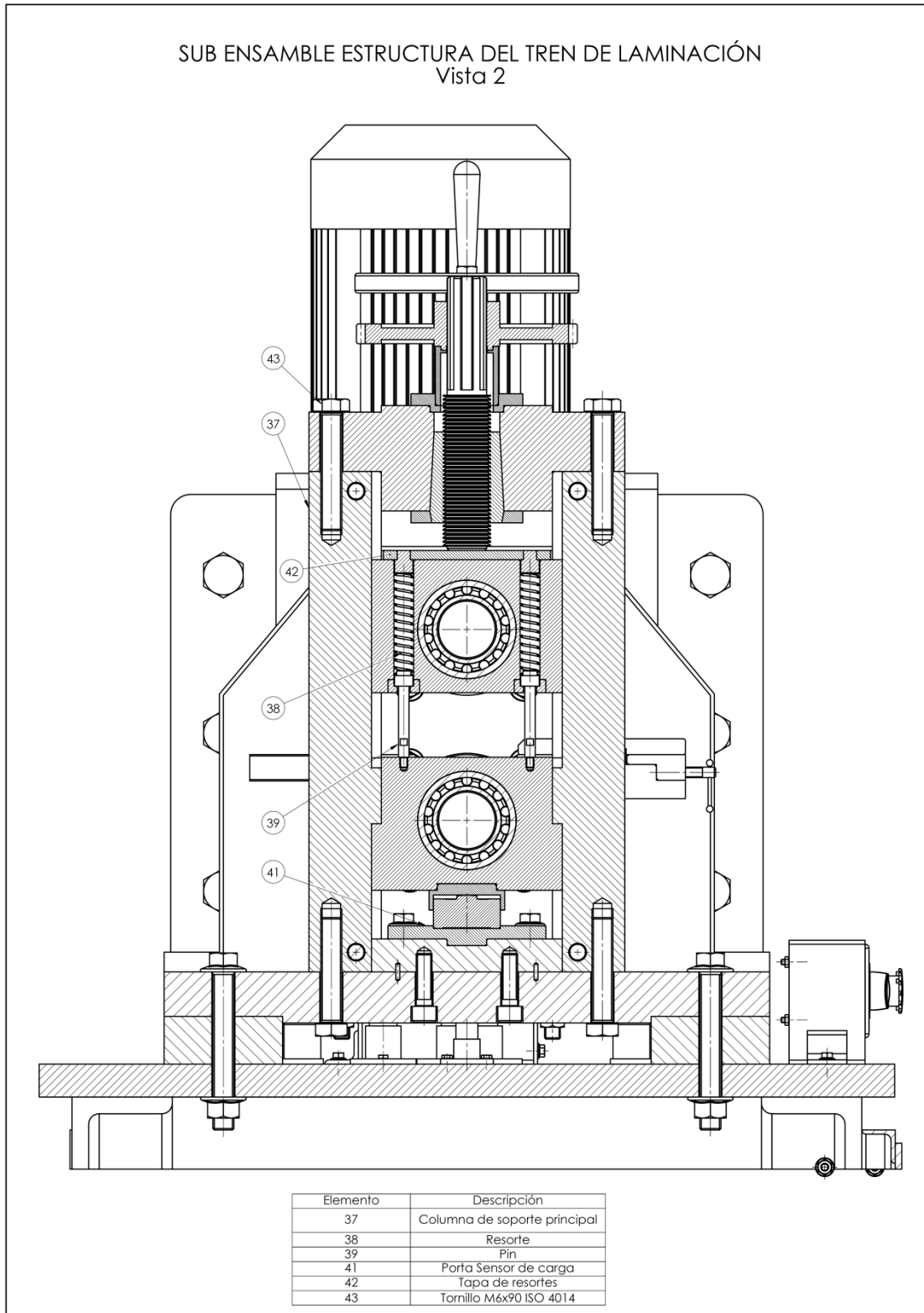


Figura 3.4 Sub ensamble de caja de transmisión, vista 2.

3.3 POTENCIA Y FUERZA NECESARIA PARA LA LAMINACIÓN

3.3.1 Parámetros “K” y “n”

La máquina según las exigencias planteadas debe de tener la capacidad de poder deformar plásticamente una amplia gama de materiales no ferrosos. Por lo visto en el Capítulo I, los parámetros que rigen las propiedades mecánicas en la zona plástica son: el coeficiente de resistencia “K” y el exponente de endurecimiento por deformación “n”, en la tabla 3.1 se muestra estos parámetros para distintos materiales.

Material	K (MPa)	n
Aluminio 1100-O	180	0,20
2024-T4	690	0,16
5052-O	210	0,13
6061-O	205	0,20
6061-T6	410	0,05
7075-O	400	0,17
Latón		
70-30, recocido	900	0,49
85-15, laminado en caliente	580	0,34
Bronce, (fosforoso) recocido	720	0,46
Aleaciones de Cobalto tratado térm.	2 070	0,50
Molibdeno, recocido	725	0,13
Acero de bajo carbono recocido	530	0,26
1045, laminado en caliente	965	0,14
1112, recocido	760	0,19
1112, laminado en caliente	760	0,08
4135, recocido	1 015	0,17
4340, recocido	640	0,15
17-4 P-H, recocido	1 200	0,05
52100, recocido	1 450	0,07
304, inoxidable recocido	1 275	0,45
410, inoxidable recocido	960	0,10

Tabla 3.1 Coeficiente de resistencia “K” y exponente de endurecimiento “n”. [2]

Observando los valores de “ K ” y “ n ” de la tabla 3.1, el material con mayor oposición a la deformación plástica será el que tenga el coeficiente de resistencia y exponente de endurecimiento más alto en comparación con los demás. Por esta razón el material que se selecciona para determinar la potencia máxima de la máquina es el Latón 7030.

3.3.2 Cálculo de “ K ” y “ n ” del Latón 7030 a diferentes deformaciones.

Como la máquina está diseñada para ser usada en un laboratorio para el estudio de los procesos de deformación volumétrica, esta debe tener la capacidad de poder deformar las probetas más de una vez para posteriormente analizar su comportamiento en una máquina de ensayos a tracción. Como se estudió en el Capítulo I, una probeta al ser deformada plásticamente sus propiedades mecánicas cambian; la dureza y la fragilidad aumenta, requiriendo una mayor potencia de trabajo.

Es necesario determinar los parámetros “ K ” y “ n ” a diversas deformaciones. Los datos en la tabla 3.1 son para el caso en el que no existe una deformación plástica previa. Existe ya un estudio de los parámetros plásticos realizado al Latón 7030 a diferentes porcentajes de reducción, estos se pueden encontrar en el libro “Copper and Copper Base Alloys The Physical and Mechanical Properties of Copper and Its Commercial Alloys in Wrought”, en la figura 3.5 se observa las curvas de esfuerzo vs deformación para distintos porcentajes de reducción en frío del latón 7030.

En la gráfica se observa cinco curvas, para las siguientes reducciones: 60,5%, 37,2%, 20,7%, 11,0% y 50,0%, con un tratamiento térmico de recocido a 900 grados Fahrenheit por un tiempo de una hora.

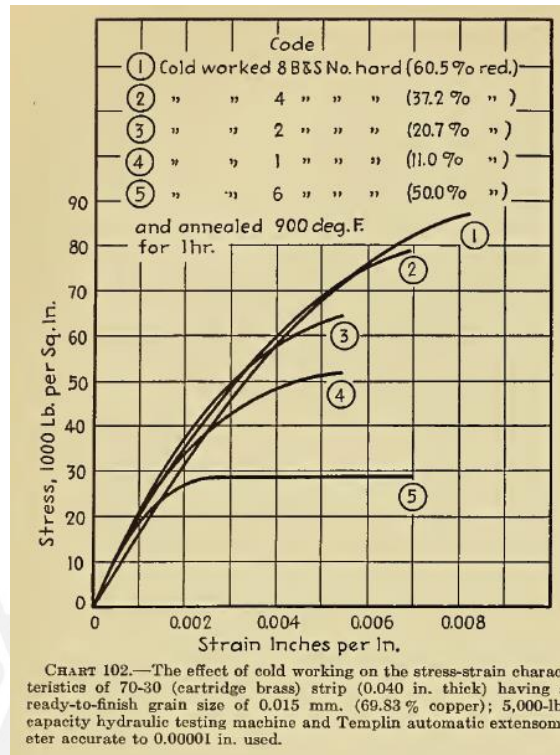


Figura 3.5 Curvas de esfuerzo- deformación del Latón 7030. [3]

Para determinar los parámetros “K” y “n” hay que llevar las curvas de las figuras 3.5 a una escala log-log, como en la figura 3.6. Los puntos obtenidos se aproximan a una recta, en donde la pendiente de la recta es exponente de endurecimiento “n” y la el valor de la ordenada cuando la abscisa es cero será el coeficiente de resistencia “K”.

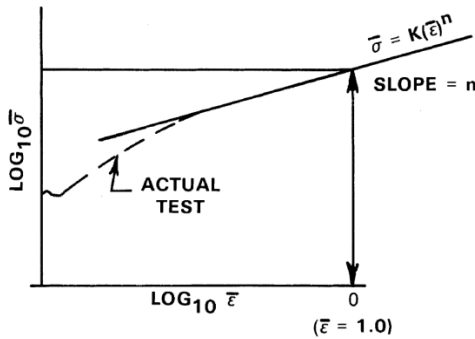


Figura 3.6 Esfuerzo vs deformación en escala log-log. [4]

Los resultados de los parámetros obtenidos para cada curva de la figura 3.5 se muestran en la tabla 3.2.

Reducción en frío	K (MPa)	n
1 60.5% red.	10111	0.81
2 37.2% red.	10417	0.82
3 20.7% red.	11401	0.86
4 11.0% red.	8383	0.68
5 50.0% red.	2110	0.36

* Todos los casos han sido recocidos por 1 hora a 482.22 °C

Tabla 3.2. Parámetros según los % de reducción del Latón 7030.

3.3.3 Cálculo de la fuerza de compresión y potencia de laminación

La regla de flujo para el análisis en la zona plástica es:

$$\sigma = K\varepsilon^n \quad (3.1)$$

Dónde:

σ = Esfuerzo (MPa)

K = Coeficiente de resistencia (MPa)

n = Exponente de endurecimiento

ε = Deformación real

Como en la formulación teórica del Capítulo I, en los procesos de laminación se trabajó con la deformación convencional “ e ”, se realiza el cambio de variable a la deformación real ε :

$$\varepsilon = \ln(1 + e) \quad (3.2)$$

e = Deformación convencional o de ingeniería.

Remplazando (3.2) en (3.1)

$$\sigma = K\{\ln(1 + e)\}^n \quad (3.3)$$

El coeficiente de rozamiento es un factor importante para el estudio del proceso de laminación. Los valores comúnmente usados se dan en la figura 3.3.

Table 1 Commonly used rolling lubricants and typical μ values

Material	Hot rolling		Cold rolling	
	Lubricant(a)	μ (b)	Lubricant(a)	μ (c)
Steels	None + cooling water	ST	Emulsion, 3–6% conc., of synthetic palm oil Synthetic palm oil + water	MF
	Emulsion of fat (+ E.P.)	0.4		
	Fat (ester) (+ E.P.) + cooling water	0.3		
Stainless steels and Ni alloys	As for steel		M.O. (10–20) with Cl additive	MF
			M.O. (4–20) with 1–5% fatty acid, alcohol, ester	MF
Al and Mg alloys	Emulsion, 2–15% conc., of M.O. (20–100) with <20% fatty acid, alcohol, ester	0.4	As above, but synthetic mineral oil	MF
			Foil: as above, but (1.5–6)	MF
Cu and Cu alloys	Emulsion, 2–8% conc., of M.O. (80–400) with fat	0.3	Emulsion, 2–10% conc., of M.O. (80–400) with fat	MF
			M.O. (8–50) with fat (fatty acid)	MF
			Oxidized surface, with: Esters or soaps Castor oil (fatty oil) Compounded M.O. (4–10)	
Ti alloys	None	ST		
	Fat (+ water)	ST	M.O. with boundary and extreme pressure agents	MF
Refractory metals	Canning + lubricant for can material	0.4		
	Bare, dry	0.3		

(a) M.O., mineral oil; viscosity in centiStokes at 40 °C (105 °F) in parentheses. (b) ST, sticking friction. (c) MF, mixed-film lubrication; $\mu = 0.10$ at low speeds, dropping to 0.03 at high speeds and viscosities

Tabla 3.3 Valores de coeficiente de rozamiento “ μ ” en procesos de laminación. [5]

Para la laminación en frío y tiras de Latón (aleaciones de cobre)

$$\mu = 0,10 \tag{3.4}$$

El diámetro del rodillo es directamente proporcional a la potencia del motor, es conveniente tener un diámetro de la menor medida posible, siempre que la deformación en el rodillo lo permita. Por lo tanto se determina un punto de equilibrio que cumpla con estos dos requerimientos.

$$D = 100 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del rodillo} \tag{3.5}$$

$$R = 50 \text{ mm} \quad \text{Radio del rodillo} \tag{3.6}$$

Hay un límite para el máximo draft posible que puede alcanzar el laminado plano, y está dado por:

$$draft = \Delta h_{max} = h_1 - h_2 \quad (3.7)$$

$$\Delta h_{max} = \mu^2 R \quad (3.8)$$

Remplazando los valores,

$$\Delta h_{max} = 0,5 \text{ mm} \quad (3.9)$$

h_1 = Espesor a la entrada

La medida del espesor de entrada de la lámina está dentro del intervalo

$$3 \text{ mm} \leq h_1 \leq 20 \text{ mm} \quad (3.10)$$

h_2 = Espesor a la salida

Otra relación a utilizar será la de “reducción fraccional”, que es:

$$r = 1 - \frac{h_2}{h_1} \quad (3.11)$$

De la ecuación 3.3, tenemos el esfuerzo en función de la deformación convencional “ e ”

$$\sigma(e) = K \{\ln(1 + e)\}^n \quad (3.12)$$

El esfuerzo de fluencia promedio para determinar la fuerza de compresión es:

$$\bar{K}_p(r) = \frac{1}{2\sqrt{r}} \int_0^r \sigma(e) \frac{1}{2\sqrt{r-e}} de \quad (3.13)$$

Para el esfuerzo de fluencia promedio para calcular el torque se expresa como

$$\bar{K}_g(r) = \frac{1}{2r} \int_0^r \sigma(e) de \quad (3.14)$$

Se necesita determinar la velocidad angular de deformación para calcular de potencia del motor, en la figura 3.7 muestra diferentes valores de velocidad de deformación.

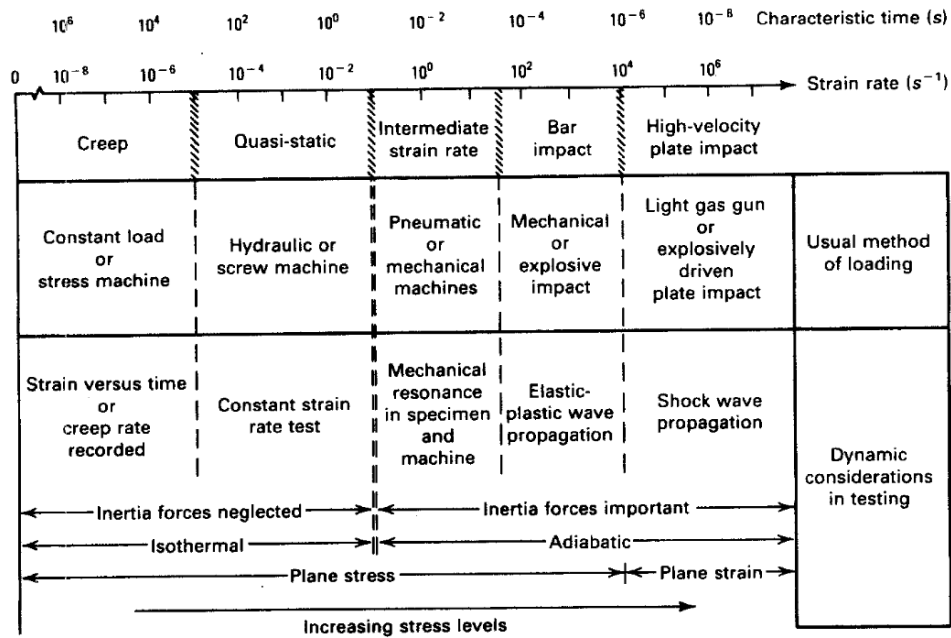


Figura 3.7 Velocidad de deformación para diferentes procesos. [6]

La velocidad de deformación para un proceso de flujo constante de deformación es de 10⁰ s, entonces:

$$w = 60 \text{ rpm} \tag{3.15}$$

A continuación es necesario determinar el valor de R' , de la ecuación (1.43)

$$\left\{ \frac{h_1}{\mu^2 R} - \lambda \sqrt{r} (1.5 + 1.6r^2) \right\} \left(\mu \sqrt{\frac{R'}{h_1}} \right) - \lambda \left(\frac{1.02}{\sqrt{r}} - 1.09r\sqrt{r} \right) \mu \sqrt{\frac{R'}{h_1}} - 1 = 0 \tag{3.16}$$

Donde

$$\lambda = \frac{\bar{K}_g(r)}{\mu \cdot c} \tag{3.17}$$

Además c es propio del material del rodillo

$$c = 4,62 \cdot 10^4 \frac{MN}{m^2} \tag{3.18}$$

Resolviendo la ecuación (1.43) de segundo orden en función de $\mu\sqrt{\frac{R'}{h_1}}$, obtenemos el valor de R' .

Para una distribución de presión normal igual a $2k$, la fuerza por unidad de longitud es G^* y el torque es P^* , esto también se puede expresar como:

$$P^* = 2k\sqrt{R'rh_1} \quad (3.19)$$

$$G^* = kRrh_1 \quad (3.20)$$

También de la ecuación (1.41)

$$\xi_n = \tan\left(\frac{1}{2}\sin^{-1}\sqrt{r} - \frac{1}{4a}\ln\frac{1}{1-r}\right) \quad ; \quad \xi_o = \sqrt{\frac{r}{1-r}} \quad (3.21)$$

Remplazando en la ecuación (1.40a) y (1.40b)

$$P = P^* \sqrt{\frac{1-r}{r}} \left\{ \int_0^{\xi_n} (1+\xi^2)e^{2a\psi} d\xi + (1-r)e^{2a\psi_o} \int_{\xi_n}^{\xi_o} (1+\xi^2)e^{-2a\psi} d\xi \right\} \quad (3.22)$$

$$G = 2G^* \left(\frac{1-r}{r}\right) \left\{ \int_0^{\xi_n} \xi(1+\xi^2)e^{2a\psi} d\xi + (1-r)e^{2a\psi_o} \int_{\xi_n}^{\xi_o} \xi(1+\xi^2)e^{-2a\psi} d\xi \right\} \quad (3.23)$$

Siendo P la fuerza real de compresión por unidad de longitud y G el torque real por unidad de longitud, para un ancho de lámina $b = 12 \text{ mm}$.

$$F_{com} = b \cdot P \quad (3.24)$$

$$T = b \cdot G \quad (3.25)$$

F_{com} = Fuerza de compresión total ejercida sobre el rodillo

T = Torque necesario por rodillo de laminación.

La potencia necesaria para el motor eléctrico es:

$$P_{motor} = \frac{2 \cdot T \cdot w}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad (3.26)$$

Eficiencia mecánica, $\eta_1 = 0,95$

Eficiencia de laminación, $\eta_2 = 0,96$

La eficiencia de laminación se debe principalmente a los efectos del coeficiente de rozamiento que no deforma idealmente el material, además se produce una pérdida de energía en forma de calor, si bien el valor de la eficiencia de laminación depende directamente del valor de μ , el valor tomado de $\eta_2 = 0.96$ es un valor aceptable en los textos especializados².

Realizando el procedimiento de cálculo de la potencia y fuerza de compresión para una tira de ancho de doce milímetros, para los casos dados en la tabla 3.2, se obtuvo la tabla 3.4.

CASO	Torque Máximo ($N \cdot m$)	Fuerza Máxima (kN)
I	428	108
II	431	109
III	428	109
IV	487	120
V	272	59

Tabla 3.4. Torque y fuerza máxima necesaria según el porcentaje de reducción inicial de la tira.

El Caso IV en comparación con los demás, es el más crítico, por lo que será caso de estudio para seleccionar el motoreductor de la máquina de ensayo.

² Serope Kalpakjian, Steven R. Schmid "Manufacturing Engineering and Technology" Sixth Ed. 2009, p.319.

Se realizó el cálculo de potencia requerida para el motor y la fuerza máxima de compresión del rodillo, obteniendo los siguientes graficas:

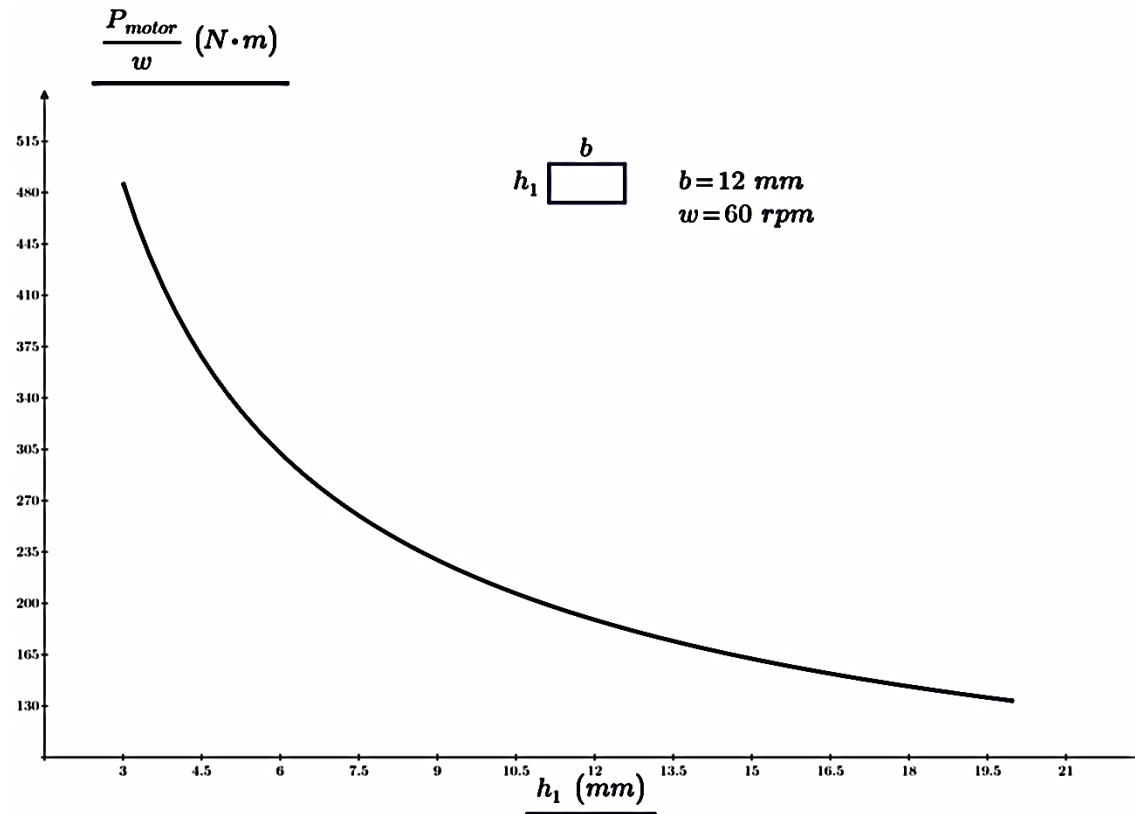


Figura 3.8 Torque del motor vs espesor de laminación.

Se determina que el torque máximo del motor se dará cuando el espesor $h_1 = 3 \text{ mm}$, y es $T_{m\acute{a}x} = 487 \text{ N} \cdot \text{m}$.

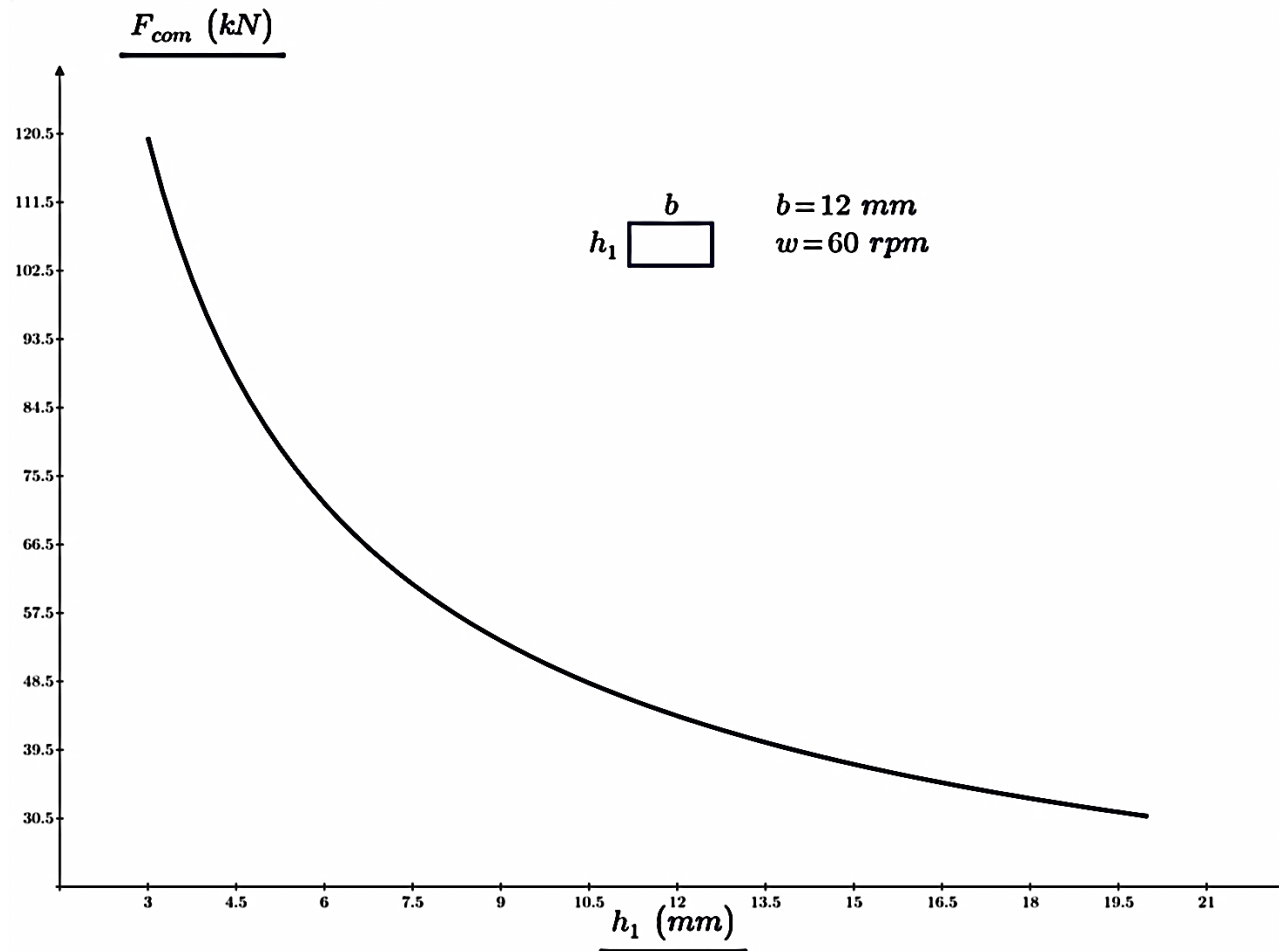


Figura 3.9 Fuerza de compresión del rodillo vs espesor de laminación.

La máxima fuerza de compresión ejercida por un rodillo de laminación es $F_{comp} = 120 \text{ kN}$.

3.4 DISEÑO DE LOS ENGRANAJES RECTOS

La ubicación de los engranajes rectos se puede observar en la Figura 3.3, elemento 12.

3.4.1 Cálculo de las dimensiones geométricas

El diámetro mínimo de un árbol de acero se estima a partir de un cálculo por rigidez a la torsión, suponiendo que la torsión se da en una longitud de un metro y con un ángulo de torsión admisible de 0,005 radianes/metro.

Torque transmitido del motoreductor al árbol 01 (Figura 3.3, Elemento 14)

$$T = 490 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.27)$$

Diámetro mínimo del árbol 01

$$\phi_{eje} = \sqrt[4]{0,1 \cdot T \cdot \text{mm}^3 \cdot \text{N}^{-1}} = 59,51 \text{ mm} \quad (3.28)$$

Diámetro de paso para el engranaje 1

$$d_{e1} \geq 2\phi_{eje} = 119,03 \quad (3.29)$$

$$d_{e1} = 140 \text{ mm} \quad (3.30)$$

Relación de transmisión $i = 1$

Para el engranaje 2

$$d_{e2} = i \cdot d_{e1} \quad (3.31)$$

$$d_{e2} = 140 \text{ mm} \quad (3.32)$$

Consideraciones de diseño

$\alpha_p = 20 \text{ deg}$ Ángulo de presión.

$m = 5 \text{ mm}$ Módulo.

E_1 Engranaje 1

E_2 Engranaje 2

Número de dientes

$$Z_1 \geq \frac{d_{e1}}{m} \quad (3.33)$$

$$Z_1 = 29 \quad (3.34)$$

Modulo (mm)

$$m = 5 \text{ mm} \quad (3.35)$$

Diámetro de paso

$$\phi_{paso} = Z_1 \cdot m = 145 \text{ mm} \quad (3.36)$$

Addendum

$$a_d = m = 5 \text{ mm} \quad (3.37)$$

Dedendum

$$b = 1,25 \cdot m = 6,25 \text{ mm} \quad (3.38)$$

Altura total del diente

$$h_t = a + b = 11,25 \text{ mm} \quad (3.39)$$

Diámetro exterior

$$\phi_{ext} = \phi_{paso} + 2 \cdot m = 155 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Diámetro circulo de raíz

$$\phi_{raiz} = \phi_{paso} - 2 \cdot b = 132,50 \text{ mm} \quad (3.41)$$

Diámetro circulo base

$$\phi_{base} = \phi_{paso} \cos \alpha_p = 136,26 \text{ mm} \tag{3.42}$$

Espesor del diente

$$S_t = m \cdot \left(\frac{\pi}{2}\right) = 7,85 \text{ mm} \tag{3.43}$$

3.4.2 Cálculo por resistencia a la flexión

Se calculará la resistencia a la fatiga por flexión en la raíz del diente, según norma DIN 3990.

Material del engranaje E_1 y E_2 : Acero bonificado 17200 Ck 45

$$\sigma_{Flim} = 320 \frac{N}{mm^2} \quad Raiz \tag{3.44}$$

$$\sigma_{Hlim} = 770 \frac{N}{mm^2} \quad Flanco \tag{3.45}$$

Ancho del diente ver Tabla 3.5

$$\lambda_a = 15$$

Bien maquinados y apoyados en una caja

$$b_d = \lambda_a \cdot m = 75 \text{ mm} \tag{3.46}$$

$\lambda=(b/m)$	CONDICION	
6 ... 10	Fundidos lisos sin maquinado	
10 ... 15	Maquinados. En voladizo o en ambos extremos sobre estructura metálica.	
15 ... 25	Bién maquinados. Apoyados en una caja.	
25 ... 45	$n < =3000$ RPM	Maquinado muy fino con buen apoyo y buena lubricación, en una caja.
45 ...100	$n > 3000$ RPM	
5 ... 15	Endurecido y pulido posterior.	

Tabla 3.5 Recomendación para el ancho del diente (b). [7]

Potencia

$$P_o = T \cdot N_1 = 3,08 \text{ kW} \quad (3.47)$$

Relación de engrane

$$m_f = \frac{\sqrt{(Z_1 + 2)^2 - (Z_1 \cdot \cos \alpha_p)^2} + \sqrt{(Z_2 + 2)^2 - (Z_2 \cdot \cos \alpha_p)^2} - (Z_1 + Z_2) \sin \alpha_p}{2 \cdot \pi \cdot \cos \alpha_p} \quad (3.48)$$

$$m_f = 1,65 \quad (3.49)$$

Velocidad en la línea de paso

$$v_t = \frac{N_1 \phi_{paso}}{2} = 0,46 \frac{m}{s} \quad (3.50)$$

Fuerzas que actúan sobre el engranaje

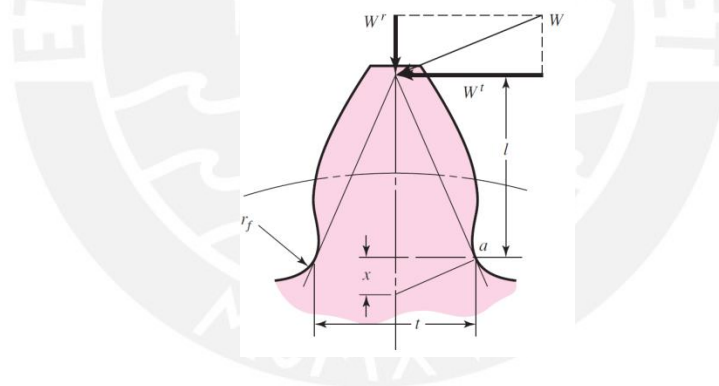


Figura 3.10 Diagrama de fuerza aplicadas en un engranaje recto. [8]

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{P_o}{v_t} = 6759 \text{ N} \quad (3.51)$$

Fuerza radial

$$W_r = W_t \tan \alpha_p = 2460 \text{ N} \quad (3.52)$$

Máquinas Accionadas	Máquinas Motrices			
	Uniforme Ej. Motor eléctrico, turbina de vapor, turbina de gas.	Choque liviano. Ej. uniforme pero grandes Momentos de Arranques frecuentes	Choques moderados. Ej. Motor a combustión con varios cilindros.	Choques pesados. Ej. Motor a combustión 1 cilindro.
Uniforme Bombas centrífugas. Compresores centrífugos. Cintas transportadoras (Cargas ligeras). Ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,0	1,25	1,50	1,75
Choques moderados Cizallas, prensas, transportadoras por cadenas y cintas transportadoras (cargas pesadas). Cribas vibratorias. Generadores. Mezcladoras amasadoras. Máquinas herramientas (tornos, rectificadoras). Lavadoras, Maquinaria de artes gráficas. Ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,10	1,35	1,6	1,85
Choques medios Compresores de pistones. Transportadores inclinados, verticales y de impulsos, transportadores de placas articuladas, elevadores de cangilones y otros. Montacargas, prensas de ladrillos. Maquinaria textil. Máquinas para la fabricación de papel. Bombas de émbolo, bombas de dragas, sierras alternativas. Molinos de martillos.	1,25	1,50	1,75	2,0
Choques fuertes Molinos sometidos a grandes cargas (barras y bolas), Machacadoras (de mandíbulas, giratorias, de rodillos, etc). Calandras, Mezcladoras. Cabrestantes. Grúas. Dragas.	1,50	1,75	2,0	≥ 2,25

Tabla 3.6 Factores de accionamiento. [7]

Motor eléctrico, choques medianos.

$$K_A = 1,50 \tag{3.53}$$

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga son:

Símbolo	Valor	Nombre
K_A	1,50	Factor de servicio
Y_{Fa}	2,65	Factor de forma
Y_{Sa}	1,675	Factor de concentración de tensión
Y_ε	0,71	Factor de engrane
Y_β	0,83	Factor de inclinación de la hélice
Y_{ST}	2,0	Factor de corrección de la tensión
$Y_{Rrel.T}$	1,05	Factor de acabado superficial
$Y_{\delta rel.T}$	0,98	Cifra relativa de apoyo
Y_X	1,0	Factor de tamaño
Y_{NT}	1,0	Factor de duración
S_{Fmin}	1,7	Factor de seguridad mínimo

Tabla 3.7 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.

La tensión nominal en la raíz del diente es

$$\sigma_{FN} = \frac{W_t}{b \cdot m} K_A \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = 70,07 \frac{N}{mm^2} \quad (3.54)$$

La tensión admisible será

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel.T} \cdot Y_{Rrel.T} \cdot Y_X \cdot Y_{NT} = 387,39 \frac{N}{mm^2} \quad (3.55)$$

Se cumple que $\sigma_{FN} < \sigma_{FP}$, por lo tanto el diseño es conforme.

3.4.3 Cálculo por resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente

Símbolo	Valor	Nombre
S_{Hmin}	1,20	Factor de seguridad para evitar picaduras (pitting)
Z_{NT}	1,23	Factor de duración por presión en el flanco
Z_L	1,055	Factor de lubricación
Z_R	1,055	Factor de rugosidad
Z_V	0,90	Factor de velocidad
Z_W	1,04	Factor de apareamiento de los materiales
Z_x	1,0	Factor de tamaño
Z_E	189,8	Factor de elasticidad
Z_H	2,4	Factor de zona
Z_ϵ	0,80	Factor de engrane
Z_β	0,95	Factor de ángulo de hélice

Tabla 3.8 Factores que afectan la resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente.

Tensión nominal en el punto de rodadura

$$\sigma_{HN} = \sqrt{\frac{W_t \cdot K_A}{b \cdot \phi_{paso}} \left(\frac{\mu + 1}{\mu} \right)} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta = 472 \frac{N}{mm^2} \quad (3.56)$$

Tensión admisible del material

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_x = 822 \frac{N}{mm^2} \quad (3.57)$$

Como $\sigma_{HN} \leq \sigma_{HP}$, ambos engranajes pueden transmitir dicho torque.

3.4.4 Cálculo de la conexión engranaje-árbol: Chaveta

Se calculará la chaveta paralela. Su ubicación se puede observar en la figura 3.2, elemento 22. Para la aplicación a la cual está destinada la máquina, el factor de aplicación³ $K_A = 1,3$.

El torque de diseño se puede expresar como:

$$T_d = T \cdot K_A = 637 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{3.58}$$

El diámetro del árbol $d = 65 \text{ mm}$.

Las dimensiones de la chaveta paralela son:

- $h = 12 \text{ mm}$ Altura de la chaveta
- $b = 20 \text{ mm}$ Ancho de la chaveta
- $l = 60 \text{ mm}$ Longitud de la chaveta

Es necesario determinar algunas variables geométricas: $h_1 = 0,45h$, $l_1 = l - b$, $K_\lambda = 1$, $n = 1$ y $\varphi = 1$.

Esfuerzo generado por la conexión chaveta – engranaje.

$$p_m = \frac{2T_d \cdot K_\lambda}{d \cdot h_1 \cdot l_1 \cdot n \cdot \varphi} = 90,74 \text{ MPa} \tag{3.59}$$

Para el engranaje

K_λ	0,92
R_{eN}	295 MPa
R_e	271 MPa
f_s	1,5
f_h	1,0
S_F	1,5

Tabla 3.9 Factores para el esfuerzo admisible para el engranaje. [9]

³ H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, J. Voßiek “Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellenbuch” Italia, 2011, p.50.

$$p_{zul1} = f_s \cdot f_h \cdot \frac{R_e}{S_F} = 271 \text{ MPa} \quad (3.60)$$

Para el árbol

K_λ	0,68
R_{eN}	1000 MPa
R_e	684 MPa
f_s	1,2
f_h	1,0
S_F	1,5

Tabla 3.10 Factores para el esfuerzo admisible para el árbol. [9]

$$p_{zul2} = f_s \cdot f_h \cdot \frac{R_e}{S_F} = 547 \text{ MPa} \quad (3.61)$$

Para la chaveta

R_{eN}	420 MPa
f_s	1,2
f_h	1,0
S_F	1,0

Tabla 3.11 Factores para el esfuerzo admisible para la chaveta. [9]

$$p_{zul3} = f_s \cdot f_h \cdot \frac{R_e}{S_F} = 820 \text{ MPa} \quad (3.62)$$

Entonces $p_{zul1} < p_{zul2} < p_{zul3}$, el menor esfuerzo que puede soportar los elementos de unión es el engranaje, finalmente se verifica que:

$$p_m < p_{zul1} \quad (3.63)$$

La conexión está diseñada correctamente.

3.5 RODILLOS DE LAMINACIÓN

Se procederá a diseñar el rodillo de laminación su ubicación se puede observar en la Figura 3.3, elemento 23.

Las fuerzas que actúan sobre el rodillo se representan en la siguiente figura,

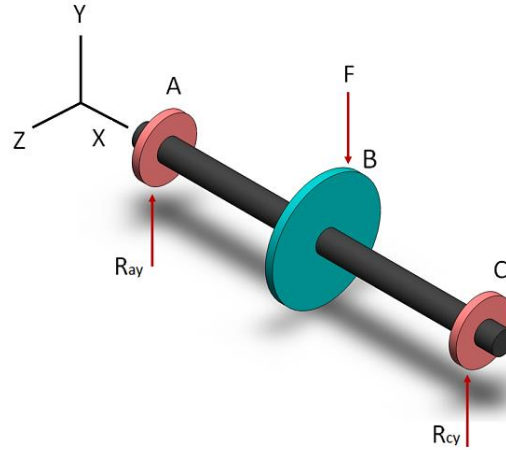


Figura 3.11 Esquema de fuerzas actuantes en los rodillos de laminación.

La fuerza máxima de compresión para el caso más crítico es $F = 120\text{ kN}$.

Las reacciones en A y C.

$$R_{ay} = 60\text{ kN} \quad ; \quad R_{cy} = 60\text{ kN} \quad (3.64)$$

El material del rodillo de laminación es un acero DIN 17200 34CrNiMo6, sus propiedades son:

Símbolo	Valor	Nombre
σ_B	$1200 \frac{N}{mm^2}$	Esfuerzo máximo
σ_F	$785 \frac{N}{mm^2}$	Esfuerzo de fluencia
σ_{alt}	$480 \frac{N}{mm^2}$	Esfuerzo alternante

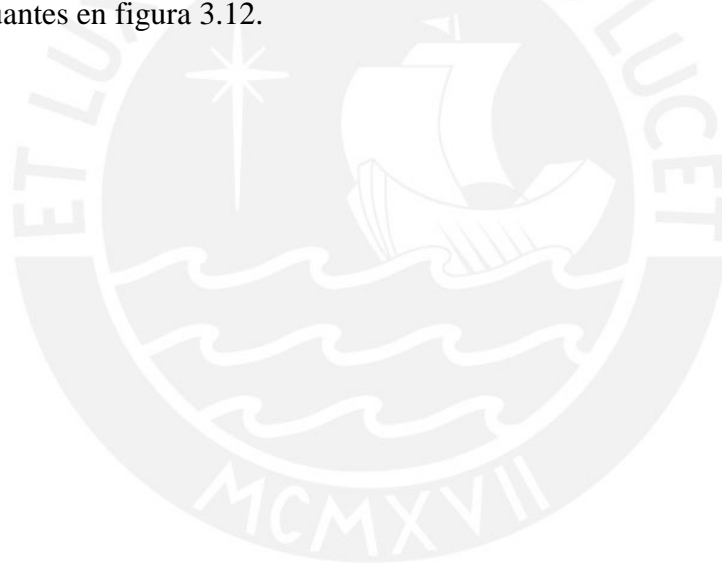
Tabla 3.12 Propiedades mecánicas DIN 17200 34CrNiMo6.

Además para el cálculo a la fatiga es necesario determinar las condiciones iniciales de diseño.

Símbolo	Valor	Nombre
R_t	$4 \mu m$	Acabado superficial
T_t	$30 C$	Temperatura de trabajo
C_{of}	50 %	Confiabilidad

Tabla 3.13 Condiciones de diseño.

Diagrama de la fuerza cortante, momento flector y momento torsor en el plano XY, según las fuerza actuantes en figura 3.12.



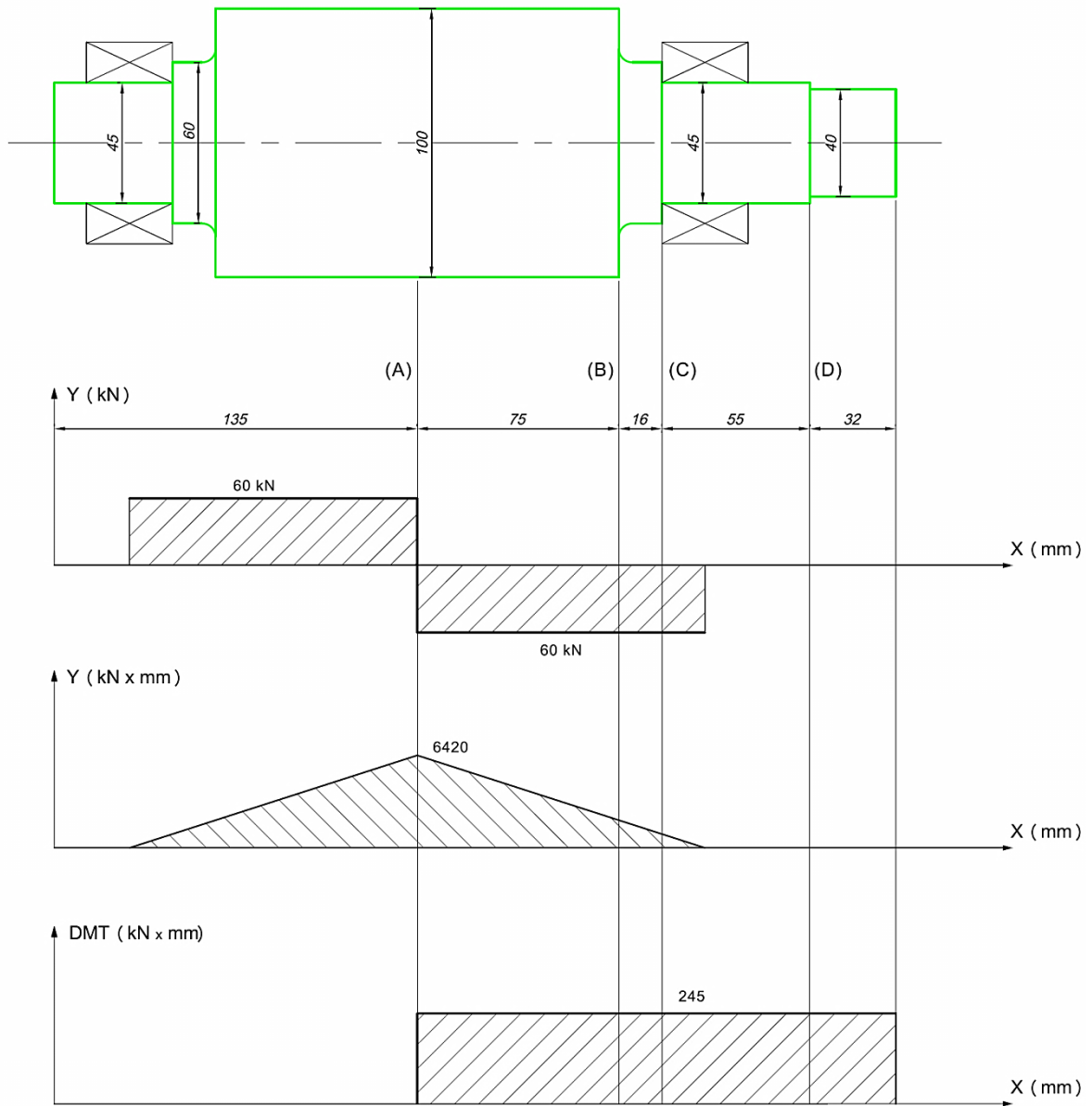


Figura 3.12 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor para el rodillo de laminación.

A continuación se detallará el procedimiento para calcular el factor de seguridad de la sección B, por ser la más crítica, ver Fig. 3.12, para las demás secciones solo se tabulará sus valores, ya que el procedimiento es similar.

3.5.1 Análisis de la sección B

Momento flector:

$$M_f = 1920 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (3.65)$$

Momento torsor:

$$M_t = 245 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.66)$$

El cambio de diámetros en el punto B

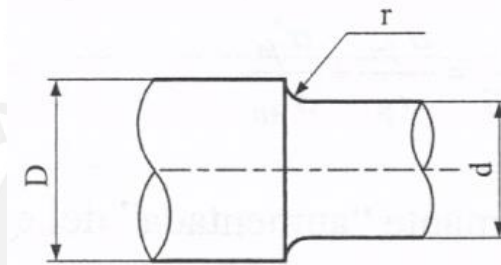


Figura 3.13 Geometría en el punto B.

El valores de las variables de la Fig. 3.13 son: $D = 100 \text{ mm}$, $d = 50 \text{ mm}$ y $r = 6,5 \text{ mm}$.

El esfuerzo de flexión es alternante puro

$$\sigma_{fa} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 156 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.67)$$

El esfuerzo de torsión tiene carácter estático, entonces:

$$\tau_{tm} = \frac{16M_t}{\pi d^3} = 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.68)$$

En la tabla 3.14 se muestran los valores que afectan el diseño a la fatiga para las condiciones geométricas y físicas del rodillo.

Símbolo	Valor	Nombre
c_s	0,9	Coefficiente de superficie
c_t	0,70	Coefficiente de tamaño
c_{temp}	1,0	Coefficiente de temperatura
c_{carga}	1,0	Coefficiente de carga
c_c	1,0	Confiabilidad estadística
K_f	1,5	Factor de concentración para la flexión
K_t	1,8	Factor de concentración para la torsión

Tabla 3.14 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.

El factor de sensibilidad a la entalla η se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0,95 \quad (3.69)$$

El factor efectivo de concentración de esfuerzos para la flexión y torsión es

$$\beta_f = 1 + \eta(K_f - 1) = 1,48 \quad (3.70)$$

$$\beta_t = 1 + \eta(K_t - 1) = 1,77 \quad (3.71)$$

El esfuerzo equivalente estático para la flexión $\sigma_{fm} = 0 \frac{N}{mm^2}$ y para la torsión $\tau_{tm} = 10 \frac{N}{mm^2}$.

Se tiene entonces que el esfuerzo equivalente según von Mises es

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 17 \frac{N}{mm^2} \quad (3.72)$$

Ahora el análisis por efectos de la fatiga, el esfuerzo equivalente alternante será:

Para la flexión

$$\sigma_{fa1} = \left(\frac{\beta_f}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carga} \cdot c_c} \right) \sigma_{fa} = 366 \frac{N}{mm^2} \quad (3.73)$$

Para la torsión, no existe esfuerzo de torsión alternante por lo tanto

$$\tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2} \quad (3.74)$$

$$\tau_{ta1} = \left(\frac{\beta_t}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carga} \cdot c_c} \right) \tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2} \quad (3.75)$$

El esfuerzo equivalente según von Mises se expresa como:

$$\sigma_{aeq1} = \sqrt{\sigma_{fa1}^2 + 3\tau_{fa1}^2} = 366 \frac{N}{mm^2} \quad (3.76)$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$FS = \left(\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{aeq1}}{\sigma_{alt}} \right)^{-1} = 1,3 \quad (3.77)$$

Esfuerzo equivalente superior es

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 157 \frac{N}{mm^2} \quad (3.78)$$

Finalmente el factor de seguridad a la fluencia

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 5 \quad (3.79)$$

Para las demás secciones los valores de los factores de seguridad se muestra a continuación:

Sección	Factor de seguridad (Fluencia)	Factor de seguridad (Fatiga)
A	12	1,9
B	5	1,3
C	7,1	1,5
D	23,2	35,5

Tabla 3.15 Factores de seguridad para el rodillo de laminación.

3.5.2 Deformación en el rodillo de laminación

3.5.2.1 El método de los elementos finitos (MEF)

El método de los elementos finitos (MEF), es un método numérico eficaz para resolver problemas complejos del medio continuo, permitiendo subdividir el medio continuo en una serie de ecuaciones relacionadas entre sí.

El método brinda un medio para modelar el problema que se desea analizar como un ensamble de elementos finitos, tiene sus fundamentos en el análisis de redes y en análisis estructural.

Recordando que, el estudio de la teoría de la elasticidad tiene por objetivo el estudio de los sólidos deformables con comportamiento elástico, la formulación matemática de esta teoría conduce a ecuaciones de gran complejidad, no sólo en su resolución general sino en su problema de contorno. Ello hace que la obtención de soluciones exactas quede restringida a casos muy particulares de forma geométrica y de tipo de cargas aplicadas.

En el caso de sólidos de forma arbitraria resulta imposible soslayar esta dificultad, siendo necesario recurrir a métodos de resolución aproximados como el del MEF. [10] Es por esta razón que el MEF será ampliamente usado en el presente trabajo.

3.5.2.2 Software para el análisis del MEF

Para el análisis de esfuerzos y deformaciones por el MEF, la elección del software correcto de simulación es primordial ya que validará el diseño dando las pautas para su fabricación.

Entre los software de análisis por el MEF tenemos: ANSYS, COMSOL, NASTRAN, ALGOR, FEMAP, etc.

Entre los software mencionados el ANSYS es el más versátil y confiable, además su aplicación en la industria nacional y mundial es ampliamente conocido.

Es por esto que el software a usar será el ANSYS 14.5.0 de 64bits, instalado en una computadora Toshiba Qosmio X505 Q888 Intel® Core™ i7 CPU 740 @ 1.73 GHz, 4 núcleos y 8GB RAM.

3.5.2.3 Resultados de la deformación por el MEF

Se efectuó el análisis por elementos finitos del rodillo de laminación para determinar las zonas con mayor deformación y cuantificar de deformación a lo largo del rodillo.

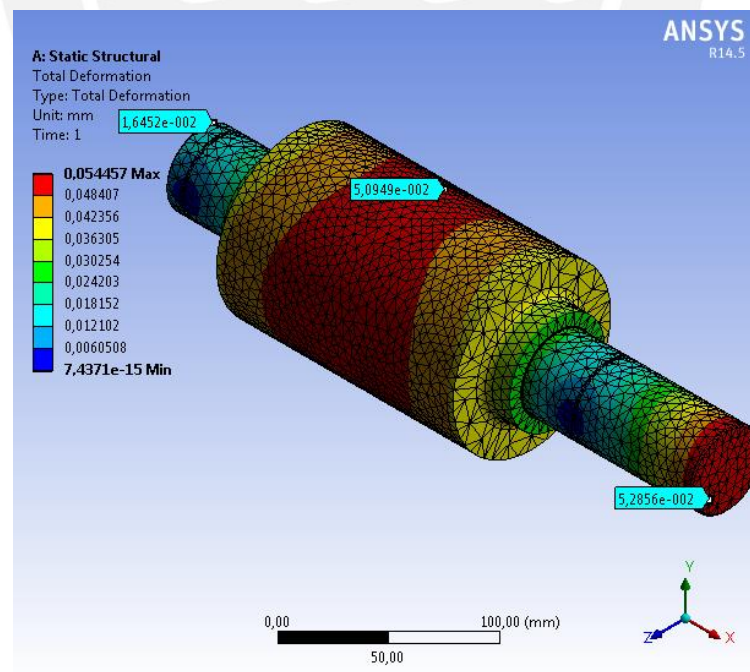


Figura 3.14 Deformación del rodillo de laminación.

Deformación máxima es de 0,05mm, se comprueba que

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,05 \text{ mm} < \frac{L = 313 \text{ mm}}{1000} \quad (3.80)$$

3.5.2.4 Verificación del método de los elementos finitos.

Para validar el resultado obtenido de la deformación máxima en el rodillo de laminación, se procederá a realizar el cálculo de la deformación por el analítico de los ejes escalonados.

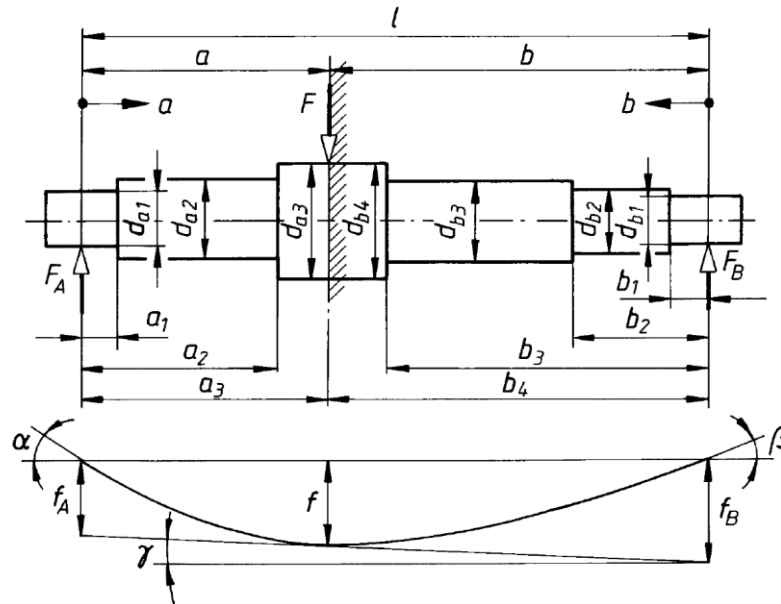


Figura 3.15 Método analítico de los ejes escalonados. [11]

De la Figura 3.15, la flecha máxima se calcula de la siguiente manera:

$$f_A = \frac{6,79F_A}{E} \left(\frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \dots \right) \quad (3.81)$$

$$f_B = \frac{6,79F_B}{E} \left(\frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \dots \right) \quad (3.82)$$

$$f = f_A + \frac{a}{l} (f_B - f_A) \quad (3.83)$$

Los valores de las constantes se muestran en la figura 3.16.

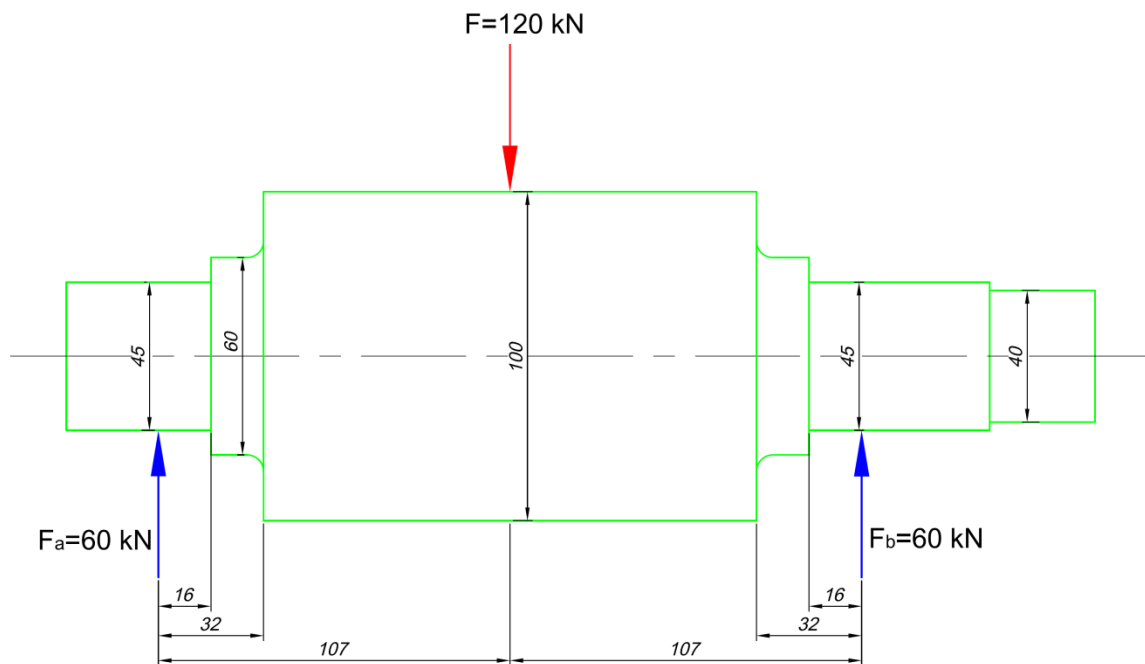


Figura 3.16. Dimensiones para el cálculo de la deformación máxima.

Remplazando los valores obtenemos,

$$f_A = 0,029 \text{ mm} \quad (3.84)$$

$$f_B = 0,029 \text{ mm} \quad (3.85)$$

La deformación máxima es:

$$f = 0,029 \text{ mm} \quad (3.86)$$

Comparado este resultado obtenido por medio del método analítico ($f = 0,029 \text{ mm}$) y el de los elemento finitos ($f = 0,05 \text{ mm}$), tenemos valores muy cercanos, por lo tanto el método de los elementos finitos es válido.

3.5.3 Análisis vibracional en el rodillo

Se debe determinar la velocidad angular a la cual trabaja el rodillo este fuera del rango de sus frecuencias de resonancia; por medio método del análisis por elementos finitos se calcula los ocho primeros modos de vibración.

Modo	Frecuencia (Hz)
1	2,49e-04
2	9,39e-4
3	1,60e-4
4	1,79e-3
5	2,18e-3
6	2577,3
7	2577,4
8	6548,6

Tabla 3.16 Modos de vibración del rodillo de laminación.

De la tabla 3.16 se comprueba que ninguno de los ocho primeros modos de vibración está cercano a la frecuencia de operación del rodillo que es 60 Hz.

3.6 TORNILLO DE POTENCIA

La ubicación del tornillo de potencia la podemos encontrar en la Fig. 3.3, elemento 27.

El tornillo de potencia tiene la finalidad de poder controlar la distancia de separación entre los rodillos, el esquema de fuerzas se observa a continuación.

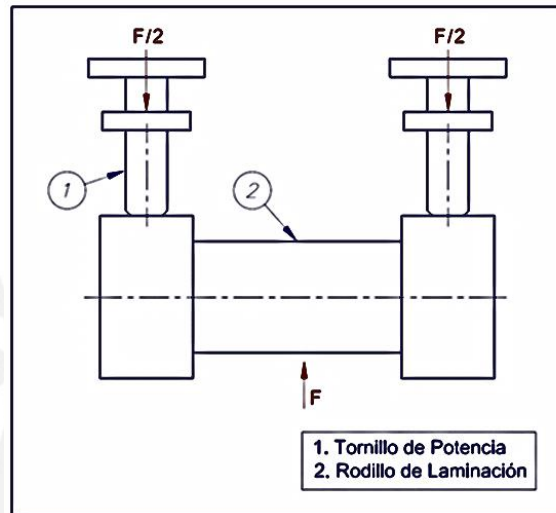


Figura 3.17 Esquema de fuerzas en el tornillo de potencia

La fuerza máxima de compresión que se produce en el centro del rodillo de laminación es:

$$F = 120 \text{ kN} \quad (3.87)$$

La fuerza F se reparte entre los dos tornillos

$$F_1 = \frac{F}{2} = 60 \text{ kN} \quad (3.88)$$

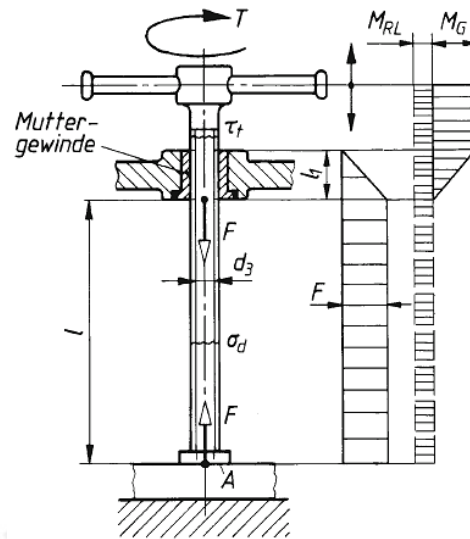


Figura 3.18 Esquema del tornillo de potencia. [12]

Cálculo del diámetro mínimo necesario d_{3min}

Símbolo	Valor	Nombre
S	8	Factor de seguridad
l_t	21 mm	Longitud del tornillo
E	$2,1e5 \frac{N}{mm^2}$	Módulo de elasticidad

Tabla 3.17 Valores característicos para el diseño tornillo de potencia.

Cálculo del diámetro mínimo d_{3min} para evitar la falla por pandeo:

$$d_{3min} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_1 \cdot S \cdot (0,7l_t)^2}{\pi^3 \cdot E}} = 16,54 \text{ mm} \quad (3.89)$$

Para la aplicación deseada se determina usar un diámetro mayor, entonces el tornillo de potencia será:

DIN 513 S36 x 18P3

Los valores de dxP se tienen en la tabla 3.25.

Vorzugsreihe für Trapez- und Sägewinde					
$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$	$d \times P$
8 × 1,5	24 × 3	36 × 6	48 × 8	70 × 10	100 × 12
10 × 1,5	24 × 5	36 × 10	48 × 12	70 × 16	100 × 20
10 × 2	28 × 3	40 × 3	52 × 3	80 × 4	120 × 6
12 × 2	28 × 5	40 × 7	52 × 8	80 × 10	120 × 14
12 × 3	28 × 8	40 × 10	52 × 12	80 × 16	120 × 22
16 × 2	32 × 3	44 × 3	60 × 3	90 × 4	140 × 6
16 × 4	32 × 6	44 × 7	60 × 9	90 × 12	140 × 14
20 × 2	32 × 10	44 × 12	60 × 14	90 × 18	140 × 24
20 × 4	36 × 3	48 × 3	70 × 4	100 × 4	160 × 16

Bezeichnungsbeispiele:

3gängiges Trapezgewinde mit $d = 52$ mm, $P = 8$ mm und $P_h = 3 \cdot 8$ mm: *Tr 52 × 24 P8*,

3gängiges Sägewinde mit $d = 52$ mm, $P = 8$ mm und $P_h = 3 \cdot 8$ mm: *S 52 × 24 P8*,

als Linksgewinde: *Tr 52 × 24 P8-LH*.

¹⁾ Werte für h_3 , H_1 und R gerundet.

Tabla 3.18 Valores de dxP . [13]

Sägewinde DIN 513 ¹⁾							
P	h_3	H_1	R	P	h_3	H_1	R
2	1,74	1,5	0,25	12	10,41	9	1,49
3	2,60	2,25	0,37	14	12,15	10,5	1,74
4	3,47	3	0,50	16	13,88	12	1,99
5	4,34	3,75	0,62	18	15,62	13,5	2,24
6	5,21	4,5	0,75	20	17,33	15	2,48
7	6,07	5,25	0,87	22	19,09	16,5	1,73
8	6,94	6	0,99	24	20,83	18	2,98
9	7,81	6,75	1,12	28	24,30	21	3,48
10	8,68	7,5	1,24				

$d_2 = d - 0,75P$, $d_3 = d - 2h_3$

Tabla 3.19 Dimensiones del tornillo de potencia según DIN 513. [14]

Las dimensiones del tornillo a diseñar son:

Símbolo	Valor
d_t	36 mm
P_t	6 mm
h_3	5,21 mm
d_2	31,5 mm
d_3	25,58 mm
P_h	6 mm
d_L	80 mm

Tabla 3.20 Dimensiones del tornillo.

El valor recomendado para la fricción en la rosca del tornillo es:

$$\mu_G = 0,08 \quad \text{Abundante en grasa} \quad (3.90)$$

Con el valor de la fricción μ_G se halla φ_G

$$\varphi_G = \tan^{-1} \left(\frac{\mu_G}{\cos \beta} \right) = 4,58 \text{ deg} \quad (3.91)$$

La eficiencia η_A durante el funcionamiento estará expresada en la ecuación (3.92)

$$\eta_A = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \varphi_G)} = 0,43 \quad (3.92)$$

Según la disposición geometría del tornillo de potencia se define el diámetro medio $d_L = 80 \text{ mm}$.

Rendimiento global η_t

$$\eta_t = \frac{P_h}{\tan(\alpha + \varphi_G) \cdot d_2 \cdot \pi + \mu_L \cdot d_L \cdot \pi} = 0,18 \quad (3.93)$$

El área efectiva es A_K

$$A_K = \frac{d_3^2 \pi}{4} = 514 \text{ mm}^2 \quad (3.94)$$

El par necesario para bajar la carga

$$M_R = F_1 \mu_L \frac{d_L}{2} - F_1 \tan(\alpha - \varphi_G) \frac{d_2}{2} = 210 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.95)$$

Como $\alpha - \varphi_G < 0$, hay autoblocante.

El esfuerzo equivalente σ_V se calcula a continuación

$$\sigma_V = \frac{F_1}{A_K} = 117 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.96)$$

El material del tornillo de potencia es E335, su esfuerzo medio es

$$R_m = 570 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.97)$$

El esfuerzo de diseño para el E335 se expresa como $\sigma_{vzul} = 0,25 R_m$ y se verifica que $\sigma_{vzul} > \sigma_V$. Finalmente el tornillo de potencia es: DIN 513 S36 x 6P6 de material E335.

3.7 ÁRBOLES DE TRANSMISIÓN

La ubicación de los árboles de transmisión la podemos encontrar en la Fig. 3.3. El árbol 01 es el elemento 14 y el árbol 02 es el elemento 13.

3.7.1 Árbol de transmisión 01

Las fuerzas que actúan sobre el árbol 01 se representan en la siguiente figura,

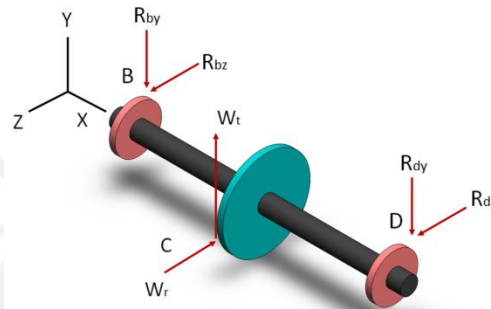


Figura 3.19 Esquema de fuerzas actuantes en árbol 01.

Los valores de las fuerzas que actúan en el árbol y las reacciones en los rodamientos es

W_t	6759 N
W_r	2460 N
R_{by}	3380 N
R_{bz}	1230 N
R_{dy}	3380 N
R_{dz}	1230 N

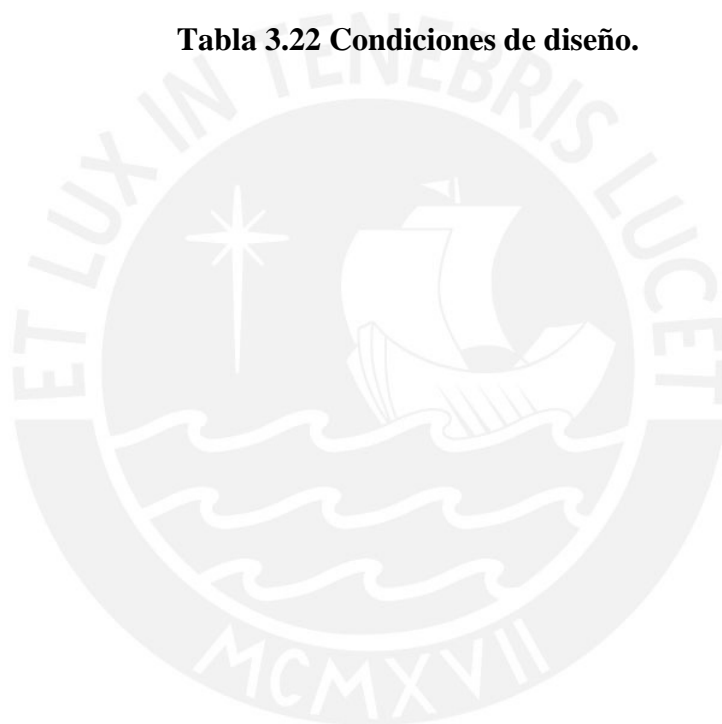
Tabla 3.21 Fuerzas actuantes y reacciones en el árbol 01.

El material del árbol 01 es un acero DIN 17200 34CrNiMo6, sus propiedades están en la tabla 3.12.

Además para el cálculo a la fatiga es necesario determinar las condiciones iniciales de diseño.

Símbolo	Valor	Nombre
R_t	10 μm	Acabado superficial
T_t	30 °C	Temperatura de trabajo
C_{of}	50 %	Confiabilidad

Tabla 3.22 Condiciones de diseño.



Diagramas de las fuerzas cortantes, momentos flectores y momentos torsores en el plano ZX, Fig. 3.20 y plano XY Fig. 3.21.

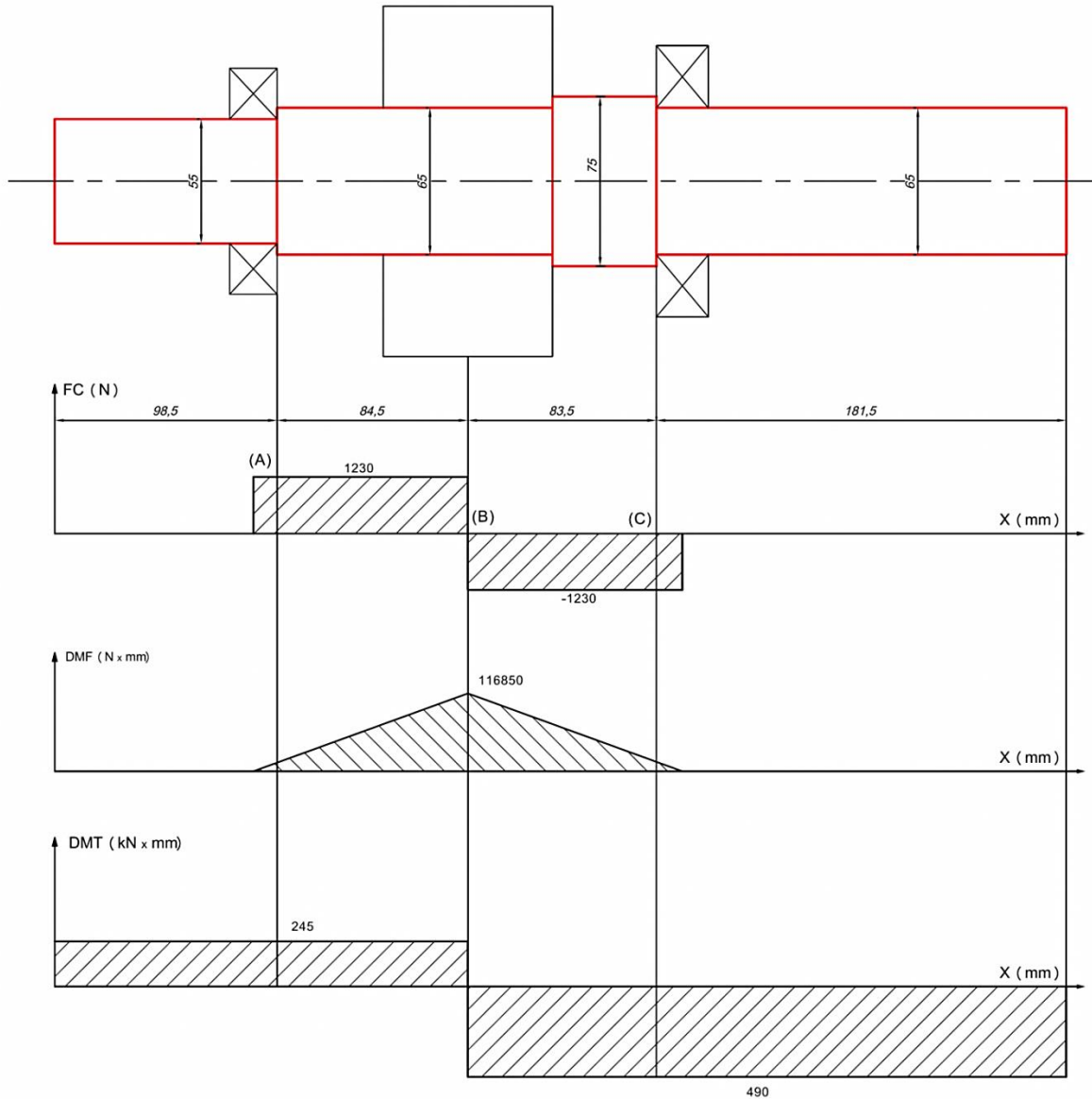


Figura 3.20 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 01, plano ZX.

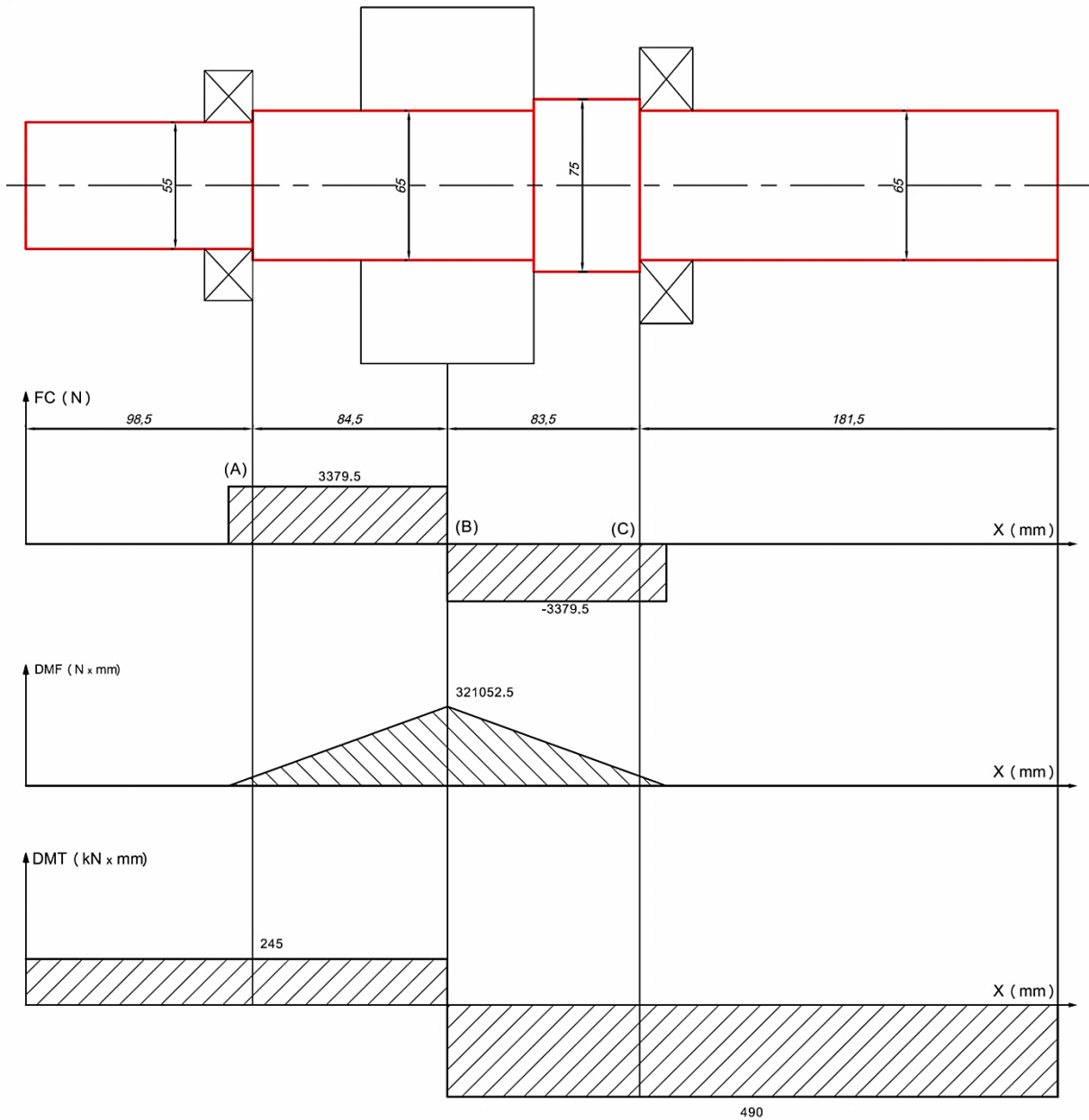


Figura 3.21 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 01, plano XY.

A continuación se detallará el procedimiento para calcular el factor de seguridad de la sección más crítica: B, para las demás secciones solo se tabulará sus valores.

3.7.1.1 Análisis de la sección B

Momento flector:

$$M_f = \sqrt{116^2 + 321^2} = 342 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (3.98)$$

Momento torsor:

$$M_t = 490 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.99)$$

El cambio de diámetros en el punto B



Figura 3.22 Geometría en el punto B.

De la Fig. 3.22, $d = 65 \text{ mm}$.

El esfuerzo de flexión es alternante puro

$$\sigma_{fa} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.100)$$

El esfuerzo de torsión tiene carácter estático, entonces:

$$\tau_{tm} = \frac{16M_t}{\pi d^3} = 9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.101)$$

En la tabla 3.23 se muestran los valores que afectan el diseño a la fatiga para las condiciones geométricas y físicas del árbol.

Símbolo	Valor	Nombre
c_s	0,75	Coefficiente de superficie
c_t	0,63	Coefficiente de tamaño
c_{temp}	1,0	Coefficiente de temperatura
c_{carga}	1,0	Coefficiente de carga
c_c	1,0	Confiabledad estadística
β_f	2,2	Factor de concentración para unión eje – cubo, flexión
β_t	1,8	Factor de concentración para unión eje – cubo, torsión

Tabla 3.23 Factores que afectan la resistencia a la fatiga.

El esfuerzo equivalente estático para la flexión $\sigma_{fm} = 0 \frac{N}{mm^2}$ y para la torsión $\tau_{tm} = 9 \frac{N}{mm^2}$.

Se tiene entonces que el esfuerzo equivalente según von Mises es

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 16 \frac{N}{mm^2} \quad (3.102)$$

Ahora el análisis por efectos de la fatiga, el esfuerzo equivalente alternante será

Para la flexión

$$\sigma_{fa1} = \left(\frac{\beta_f}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carga} \cdot c_c} \right) \sigma_{fa} = 59 \frac{N}{mm^2} \quad (3.103)$$

Para la torsión, no existe esfuerzo de torsión alternante por lo tanto

$$\tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2} \tag{3.104}$$

$$\tau_{ta1} = \left(\frac{\beta_t}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carga} \cdot c_c} \right) \tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2} \tag{3.105}$$

El esfuerzo equivalente según von Mises se expresa como:

$$\sigma_{aeq1} = \sqrt{\sigma_{fa1}^2 + 3\tau_{fa1}^2} = 59 \frac{N}{mm^2} \tag{3.106}$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$FS = \left(\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{aeq1}}{\sigma_{alt}} \right)^{-1} = 7,4 \tag{3.107}$$

Esfuerzo equivalente superior es

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 20,21 \frac{N}{mm^2} \tag{3.108}$$

Finalmente el factor de seguridad a la fluencia

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 38,8 \tag{3.109}$$

Para las demás secciones los valores de los factores de seguridad se muestra a continuación:

Sección	Factor de seguridad (Fluencia)	Factor de seguridad (Fatiga)
A	59,50	31,3
B	38,8	7,4
C	49,64	35,4

Tabla 3.24 Factores de seguridad para el árbol 01.

3.7.1.2 Deformación en el árbol 01.

Se efectuó el análisis de deformación por elementos finitos, los resultados a continuación:

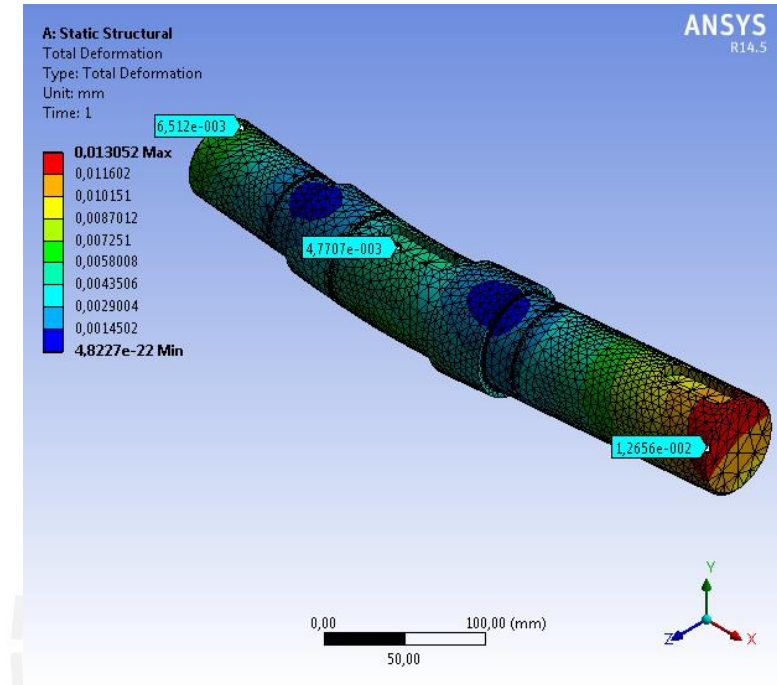


Figura 3.23 Deformación del rodillo de laminación.

Deformación en la posición del engranaje es de 0,004mm, se comprueba que

$$m = 5 \text{ Módulo del Engranaje}$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,004 \text{ mm} < f_{adm} = 0,01m = 0,05 \tag{3.110}$$

3.7.1.3 Análisis vibracional

Se debe de determinar la velocidad angular a la cual trabaja el árbol de transmisión este fuera del rango de sus frecuencias de resonancia; por lo que medio método del análisis por elementos finitos se calcula los ocho primeros modos de vibración.

Modo	Frecuencia (Hz)
1	6,47e-4
2	1,10e-3
3	2,31e-3
4	1438,4
5	1474
6	3449,5
7	3467,8
8	3948,7

Tabla 3.25 Modos de vibración del árbol 01.

De la tabla 3.25 se comprueba que ninguno de los ocho primeros modos de vibración está cercano a la frecuencia de operación del rodillo que es 60Hz.

3.7.2 Árbol de transmisión 02

Las fuerzas que actúan sobre el árbol 02 se representan en la siguiente Fig. 3.24.

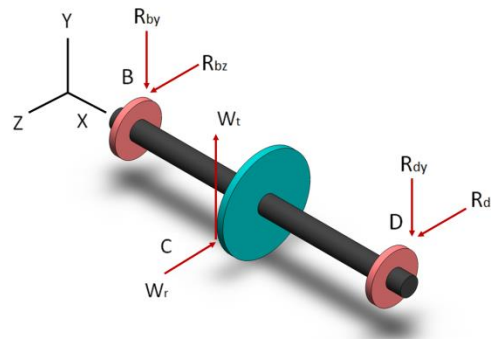


Figura 3.24 Esquema de fuerzas actuantes en árbol 02.

Los valores de las fuerzas que actúan en el árbol y las reacciones en los rodamientos se muestran en la tabla 3.21.

El material del árbol 02 es un acero DIN 17200 34CrNiMo6, sus propiedades se muestran en la tabla 3.12.

Además para el cálculo a la fatiga es necesario determinar las condiciones iniciales de diseño.

Símbolo	Valor	Nombre
R_t	10 μm	Acabado superficial
T_t	30 °C	Temperatura de trabajo
C_{of}	50 %	Confiabilidad

Tabla 3.26 Condiciones de diseño.

Diagramas de las fuerzas cortantes, momentos flectores y momentos torsos en el plano ZX, Fig. 3.25 y plano XY Fig. 3.26.

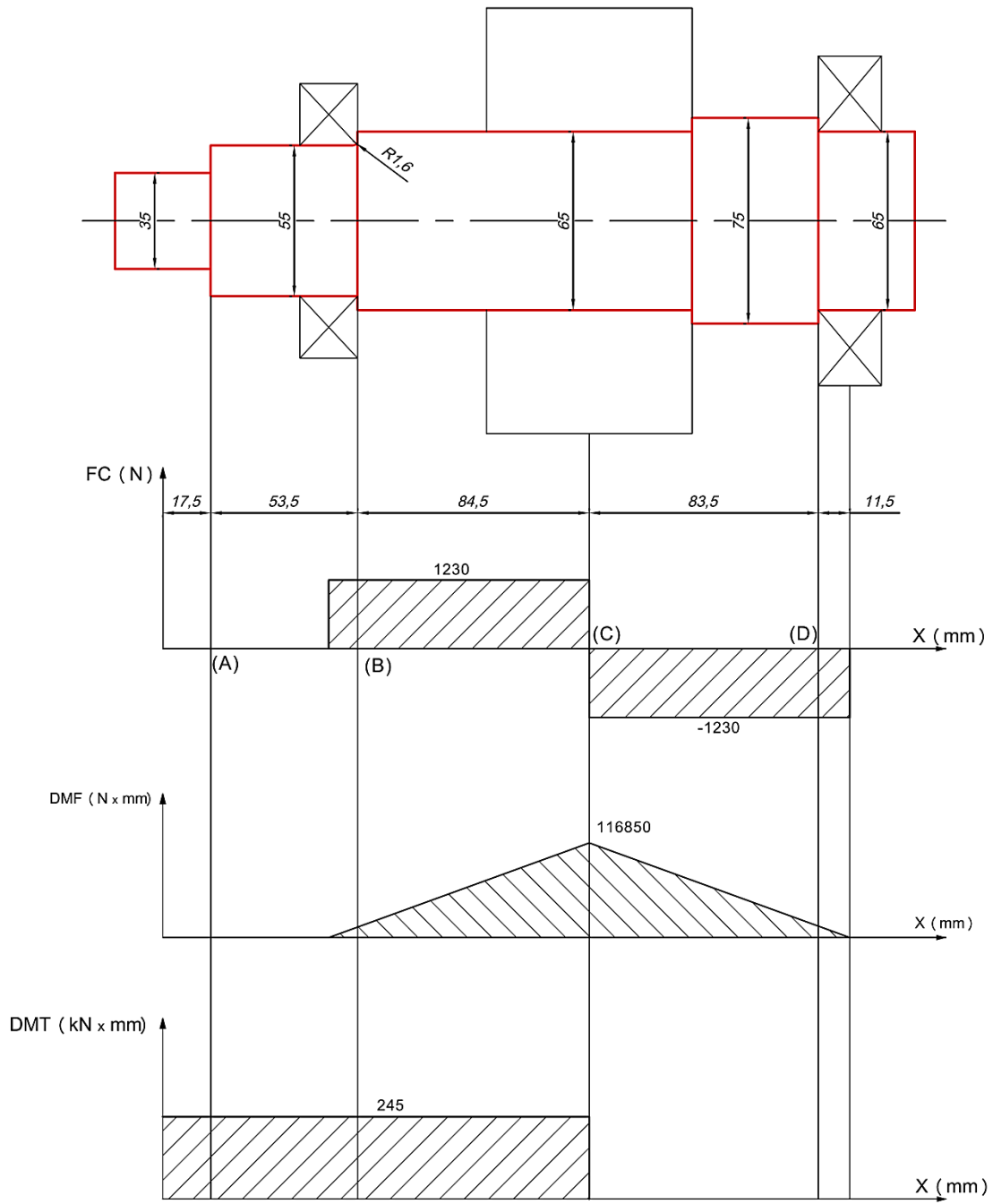


Figura 3.25 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 02, plano ZX.

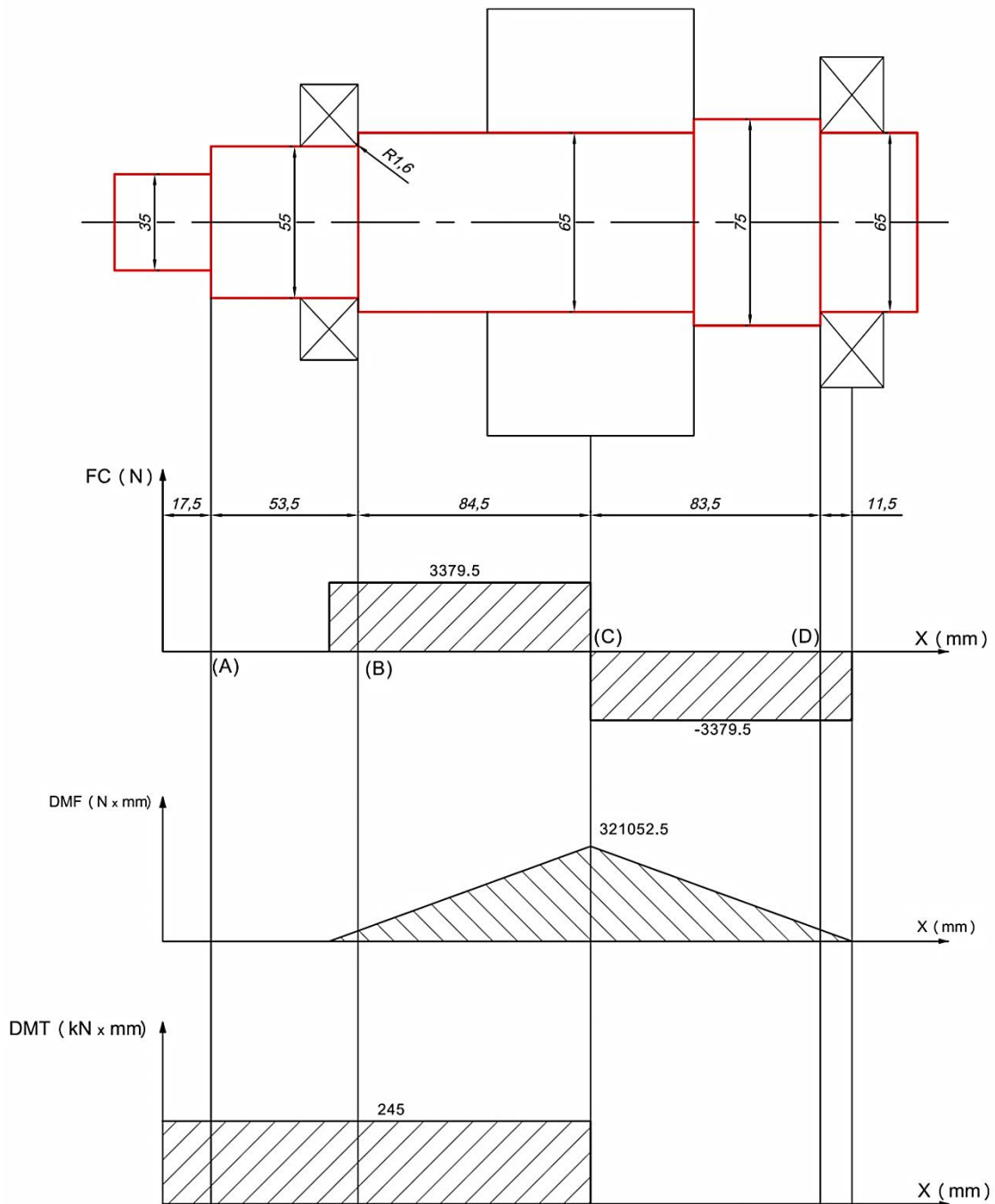


Figura 3.26 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torsor en árbol 02, plano XY.

A continuación se detallará el procedimiento para calcular el factor de seguridad de la sección más crítica: C, para las demás secciones solo se tabulará sus valores.

3.7.2.1 Análisis de la sección C

Momento flector:

$$M_f = \sqrt{116^2 + 321^2} = 342 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (3.111)$$

Momento torsor:

$$M_t = 245 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.112)$$

El cambio de diámetros en el punto C

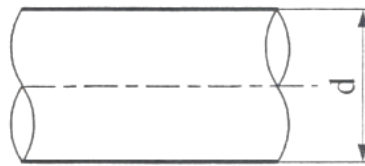


Figura 3.27 Geometría en el punto C.

De la Fig. 3.27, $d = 65 \text{ mm}$.

El esfuerzo de flexión es alternante puro

$$\sigma_{fa} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.113)$$

El esfuerzo de torsión tiene carácter estático, entonces:

$$\tau_{tm} = \frac{16M_t}{\pi d^3} = 5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.114)$$

En la tabla 3.27 se muestran los valores que afectan el diseño a la fatiga para las condiciones geométricas y físicas del árbol.

Símbolo	Valor	Nombre
c_s	0,75	Coefficiente de superficie
c_t	0,63	Coefficiente de tamaño
c_{temp}	1,0	Coefficiente de temperatura
c_{carga}	1,0	Coefficiente de carga
c_c	1,0	Confiabilidad estadística
β_f	2,2	Factor de concentración para unión eje – cubo, flexión
β_t	1,8	Factor de concentración para unión eje – cubo, torsión

Tabla 3.27 Factores que afectan la resistencia a la fatiga

El esfuerzo equivalente estático para la flexión $\sigma_{fm} = 0 \frac{N}{mm^2}$ y para la torsión $\tau_{tm} = 4,5 \frac{N}{mm^2}$.

Se tiene entonces que el esfuerzo equivalente según von Mises es

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 8 \frac{N}{mm^2} \tag{3.115}$$

Ahora el análisis por efectos de la fatiga, el esfuerzo equivalente alternante será:

Para la flexión

$$\sigma_{fa1} = \left(\frac{\beta_f}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carga} \cdot c_c} \right) \sigma_{fa} = 59 \frac{N}{mm^2} \tag{3.116}$$

Para la torsión, no existe esfuerzo de torsión alternante por lo tanto

$$\tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2} \tag{3.117}$$

$$\tau_{ta1} = \left(\frac{\beta_t}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carga} \cdot c_c} \right) \tau_{ta} = 0 \frac{N}{mm^2} \tag{3.118}$$

El esfuerzo equivalente según von Mises se expresa como:

$$\sigma_{aeq1} = \sqrt{\sigma_{fa1}^2 + 3\tau_{fa1}^2} = 59 \frac{N}{mm^2} \quad (3.119)$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$FS = \left(\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma_{aeq1}}{\sigma_{alt}} \right)^{-1} = 7,7 \quad (3.120)$$

Esfuerzo equivalente superior es

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 14,92 \frac{N}{mm^2} \quad (3.121)$$

Finalmente el factor de seguridad a la fluencia

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 52,6 \quad (3.122)$$

Para las demás secciones los valores de los factores de seguridad se muestra a continuación:

Sección	Factor de seguridad (Fluencia)	Factor de seguridad (Fatiga)
A	15,6	23,8
B	59,4	31,2
C	52,6	7,7
D	511	66,2

Tabla 3.28 Factores de seguridad para el árbol 02.

3.7.2.2 Deformación en el árbol 02.

Se efectuó el análisis de deformación por elementos finitos, los resultados obtenidos fueron:

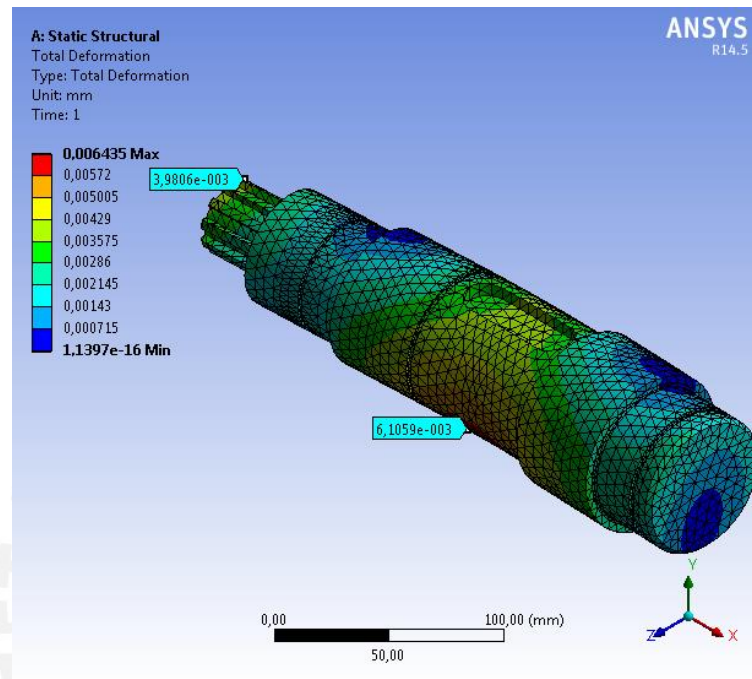


Figura 3.28 Deformación del rodillo de laminación.

Deformación en la posición del engranaje es de 0,006mm, se comprueba que

$$m = 5 \text{ Módulo del Engranaje}$$

$$\delta_{\text{máx}} = 0,006 \text{ mm} < f_{\text{adm}} = 0,01m = 0,05 \quad (3.123)$$

3.7.2.3 Análisis vibracional

Se debe de determinar la velocidad angular a la cual trabaja el árbol de transmisión este fuera del rango de sus frecuencias de resonancia; con la ayuda del método del análisis por elementos finitos se calcula los ocho primeros modos de vibración.

Modo	Frecuencia (Hz)
1	9,12e-4
2	1,85e-3
3	2,49e-3
4	3454,5
5	3585,3
6	6176,7
7	7560,4
8	7647,4

Tabla 3.29 Modos de vibración del árbol 02.

De la tabla 3.29 se comprueba que ninguno de los ocho primeros modos de vibración está cercano a la frecuencia de operación del rodillo que es 60Hz.

3.8 EJE DE TRANSMISIÓN

La ubicación del eje de transmisión la podemos encontrar en la Fig. 3.2, elemento 8.

El material eje de transmisión es un acero DIN 17200 34CrNiMo6, sus propiedades ya fueron expuestas en la tabla 3.12. El análisis del eje de transmisión será solo estático ya que no existen fuerzas alternantes que actúen en el eje de transmisión.

Momento flector:

$$M_f = 0 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (3.124)$$

Momento torsor:

$$M_t = 245 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.125)$$

Diámetro del eje $d = 50 \text{ mm}$.

El esfuerzo de flexión es alternante puro

$$\sigma_{fa} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.126)$$

El esfuerzo de torsión tiene carácter estático, entonces:

$$\tau_{tm} = \frac{16M_t}{\pi d^3} = 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.127)$$

Esfuerzo equivalente superior es

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 17,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.128)$$

Finalmente el factor de seguridad a la fluencia

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 45,4 \quad (3.129)$$

3.8.1 Análisis vibracional

Por lo que medio método del análisis por elementos finitos se calcula los ocho primeros modos de vibración.

Modo	Frecuencia (Hz)
1	3,48e-4
2	9,83e-4
3	1,25e-3
4	2,10e-3
5	1247
6	3242,9
7	3754,9
8	5916,3

Tabla 3.30 Modos de vibración del eje de transmisión.

De la tabla 3.30 se comprueba que ninguno de los ocho primeros modos de vibración está cercano a la frecuencia de operación del rodillo que es 60Hz.

3.9 BARRA DE SOPORTE PRINCIPAL

La barra de soporte principal la podemos ubicar en la Fig. 3.4, elemento 37.

El esquema de fuerzas y restricciones es:

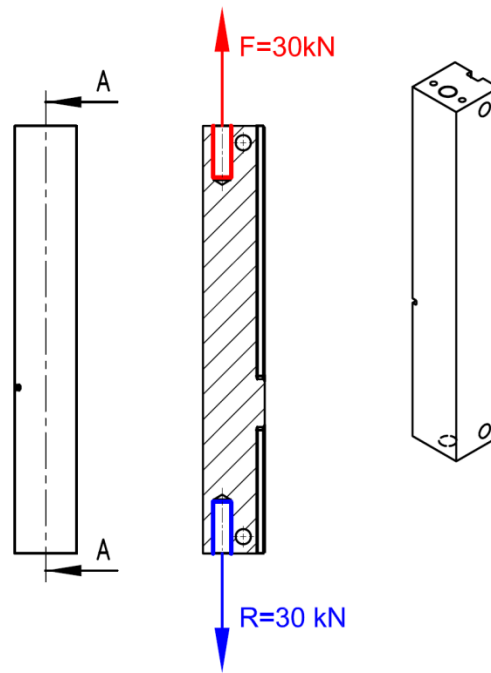


Figura 3.29 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o apoyo del elemento. El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, las propiedades del ASTM A36 es:

Material	A36
Limite Elástico	250 MPa
Esfuerzo ultimo	460 MPa
Coefficiente de Poisson	0,26
Densidad	$7850 \frac{kg}{m^3}$

Tabla 3.31 Propiedades del material

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	1,07e6 mm ³
Masa	8,452 kg
Malla	
Tamaño del elemento	2,0 mm
Nodos	295491
Elementos	184815

Tabla 3.32 Propiedades físicas y tamaño del mallado 01.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

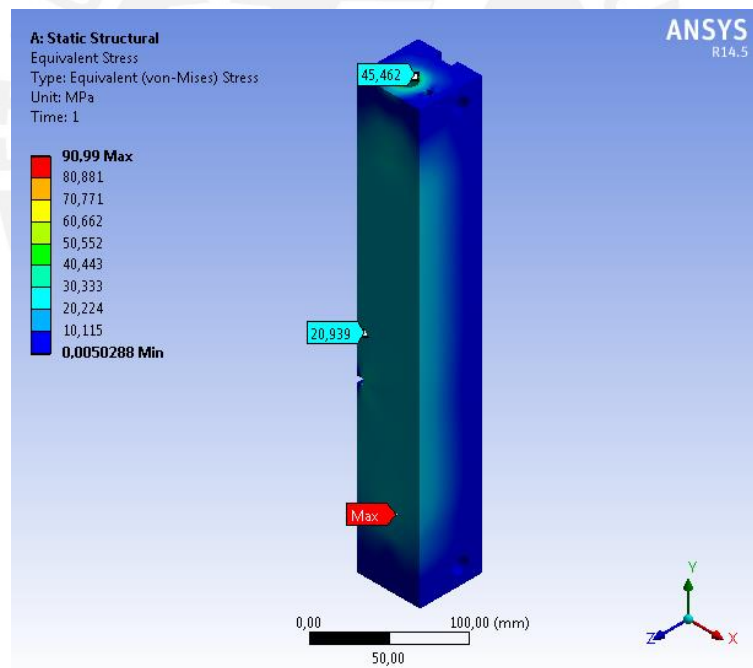


Figura 3.30 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{109 \text{ MPa}} = 2,3 \tag{3.130}$$

El factor de seguridad de 2,3 está dentro del intervalo de los valores recomendados por Joseph Vidosic “Machine Design Projects”, The Ronald Press, New York, 1957 y que se muestra en la sección de Anexos.⁴

Y la distribución de deformación:

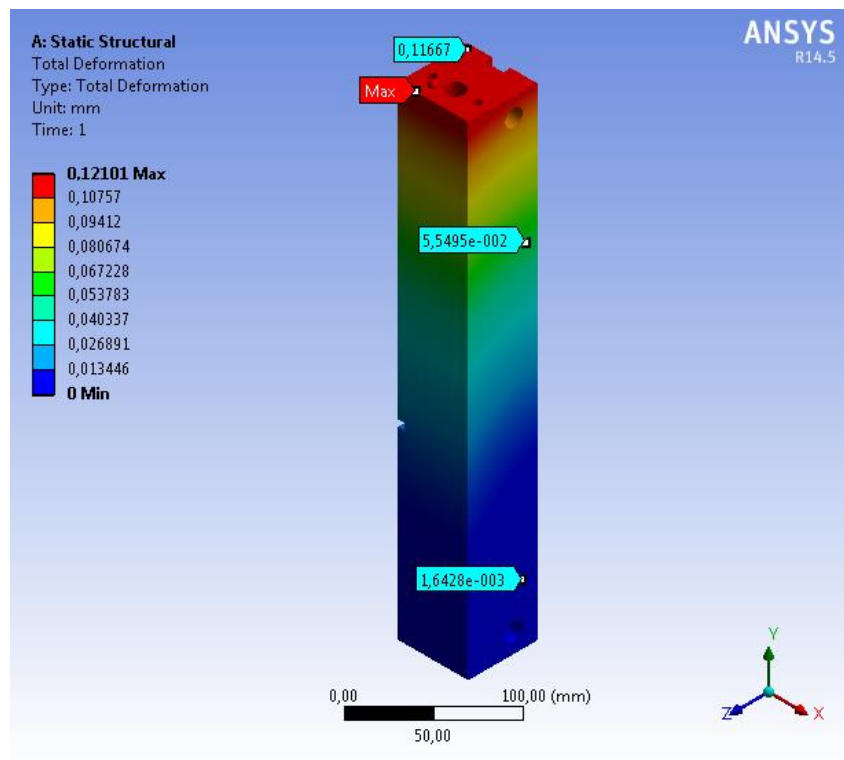


Figura 3.31 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,12 \text{ mm} \quad (3.131)$$

⁴ Anexo VI pág. 201. Factores de seguridad recomendados. Jorge Rodríguez “Resistencia de Materiales 2” Lima, 2011, p.1-30.

3.10 BASE DE BARRAS DE SOPORTE

Base de barras de soporte la podemos ubicar en la Fig. 3.3, elemento 35.

El esquema de fuerzas y apoyos es:

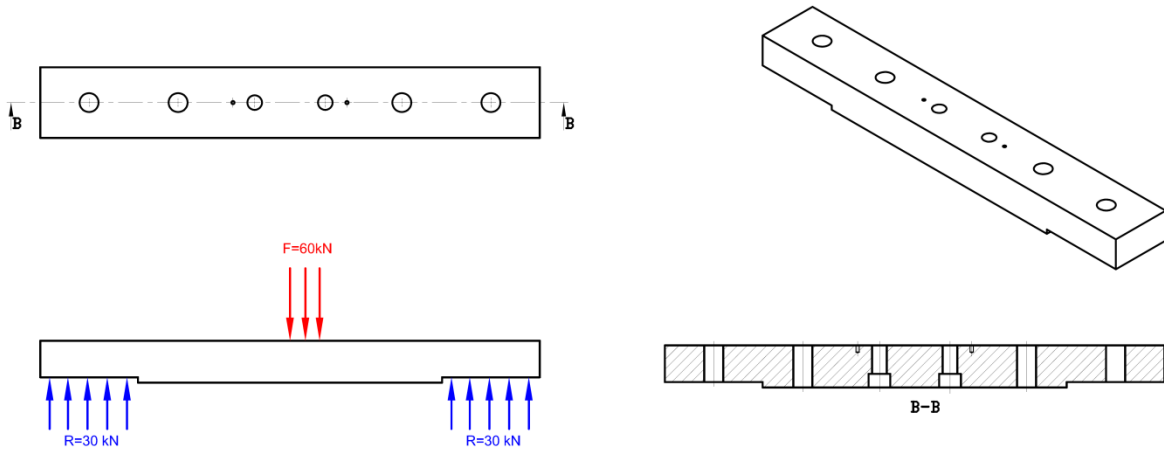


Figura 3.32 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, las propiedades del acero ASTM A36 se mostraron en la tabla 3.31.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	1,0498e6 mm ³
Masa	8,24 kg
Malla	
Tamaño del elemento	10,0 mm
Nodos	45930
Elementos	26196

Tabla 3.33 Propiedades físicas y tamaño del mallado 02.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

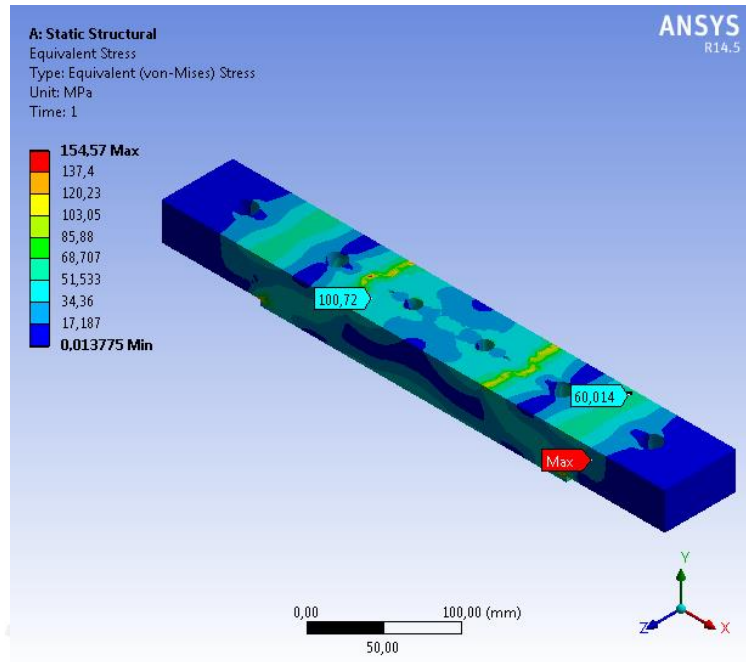


Figura 3.33 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{154 \text{ MPa}} = 1,6 \tag{3.132}$$

El valor de 1,6 es aceptable ya que el material es bien conocido (ASTM A36), las condiciones del medio ambiente son razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que pueden determinarse con facilidad.⁵

⁵ Ver Anexo VI. Pág. 201.

Y la distribución de deformación:

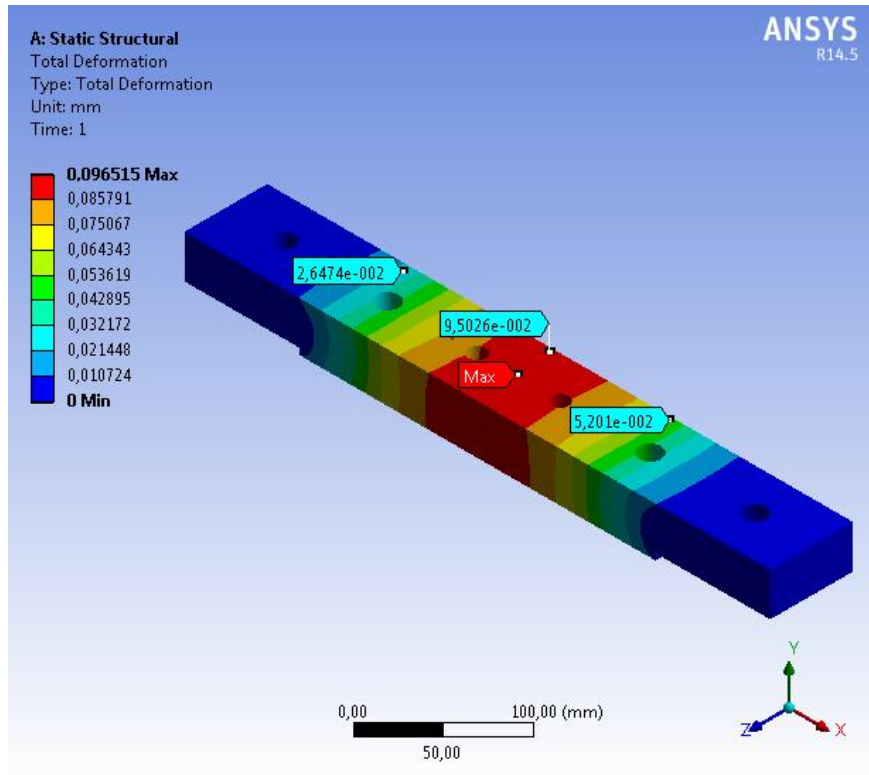


Figura 3.34 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,09 \text{ mm} \tag{3.133}$$

3.11 BLOQUE INFERIOR DE SOPORTE RODILLOS

El bloque Inferior de soporte rodillos lo podemos ubicar en la Fig. 3.3, elemento 30.

El esquema de fuerzas es:

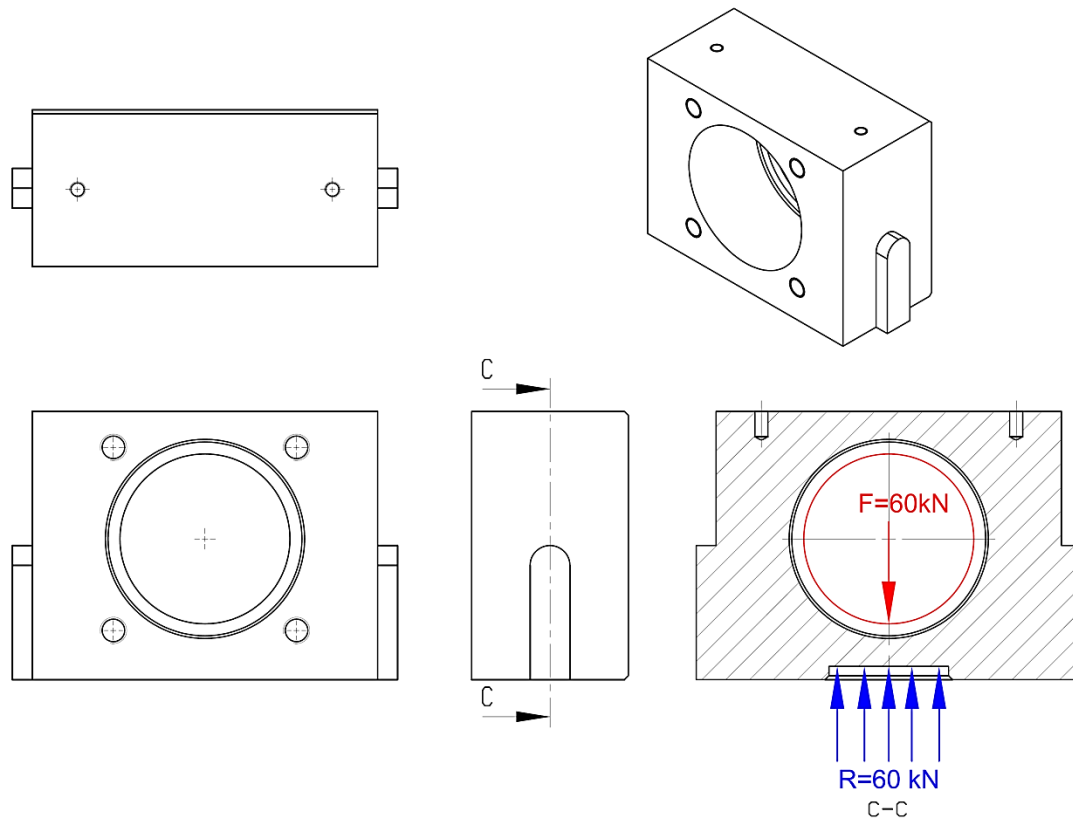


Figura 3.35 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es ASTM A36.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	5,20e5 mm ³
Masa	4,08 kg
Malla	
Tamaño del elemento	2,0 mm
Nodos	85662
Elementos	50049

Tabla 3.34 Propiedades físicas y tamaño del mallado 03.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

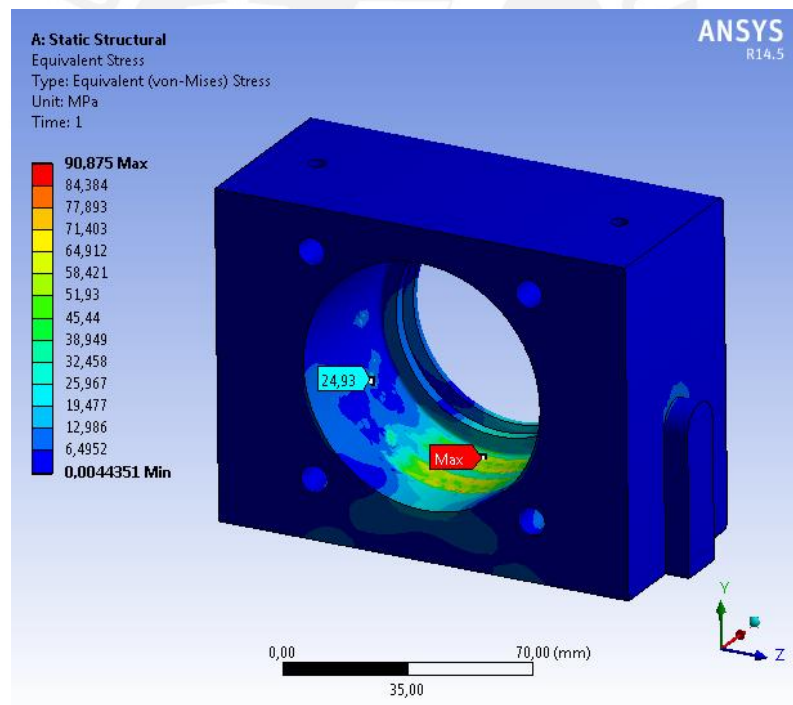


Figura 3.36 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{90 \text{ MPa}} = 2,8 \quad (3.134)$$

El valor de 2,8 es aceptable ya que el material es bien conocido y las condiciones del medio ambiente son razonablemente constantes, sujetas a carga y esfuerzos que pueden determinarse con facilidad.

Y la distribución de deformación:

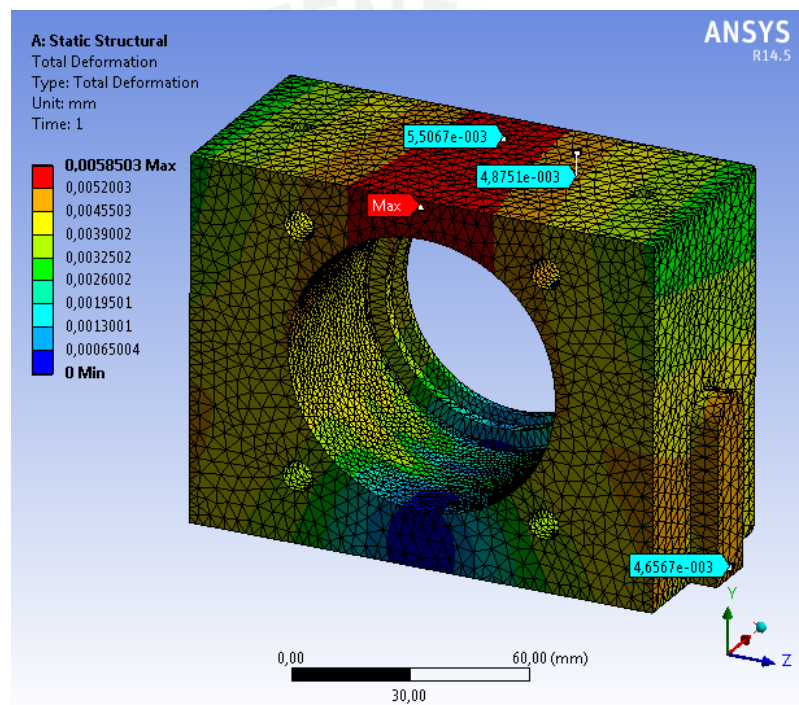


Figura 3.37 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,02 \text{ mm} \quad (3.135)$$

3.12 BLOQUE SUPERIOR DE SOPORTE RODILLOS

El Bloque superior de soporte la podemos ubicar en la Fig. 3.3, elemento 40.

El esquema de fuerzas es:

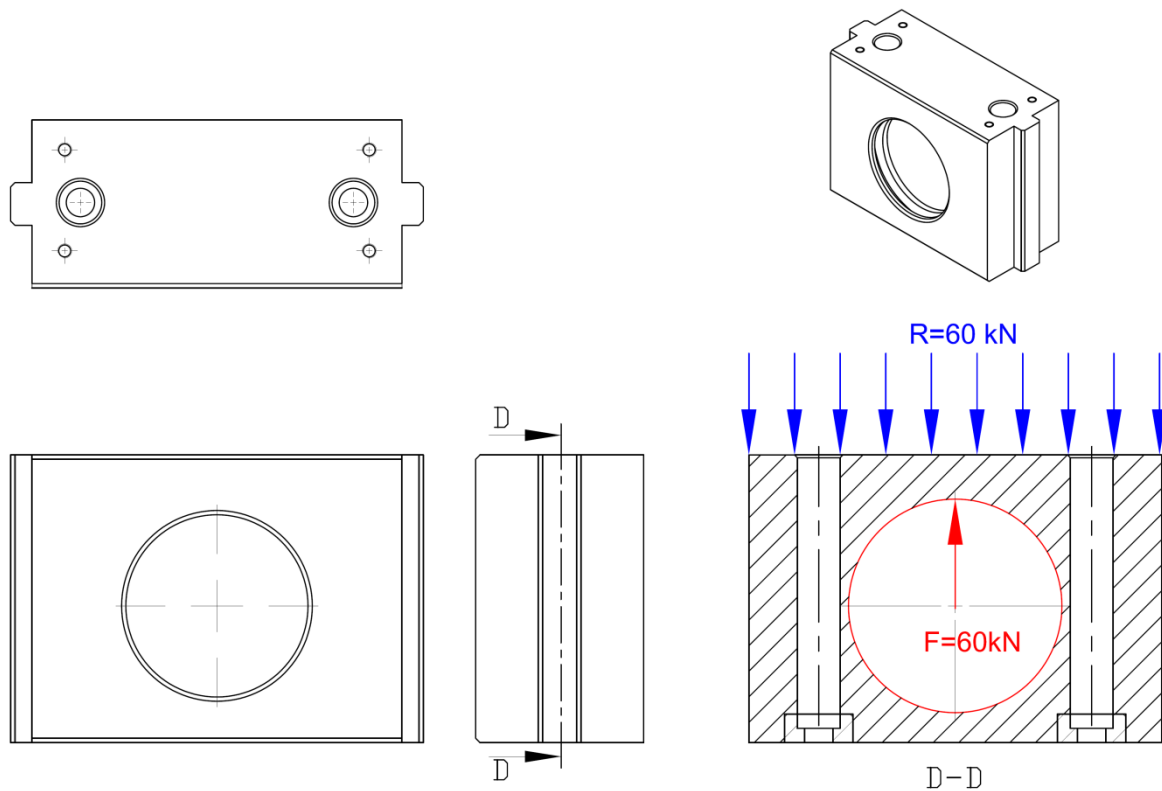


Figura 3.38 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es ASTM A36.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	5,037e5 mm ³
Masa	3,95 kg
Malla	
Tamaño del elemento	2,0 mm
Nodos	116832
Elementos	68440

Tabla 3.35 Propiedades físicas y tamaño del mallado 03.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

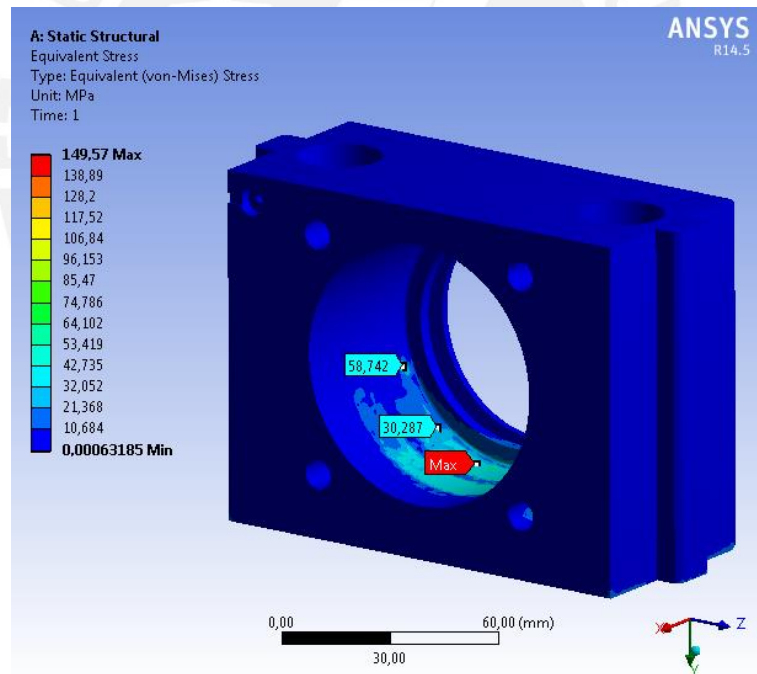


Figura 3.39 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{150 \text{ MPa}} = 1,7 \tag{3.136}$$

El valor del factor de seguridad (FS) 1,7 es aceptable ya que es mayor a 1,5, cumpliendo la recomendación dada por la tabla en el anexo VI.

Y la distribución de deformación:

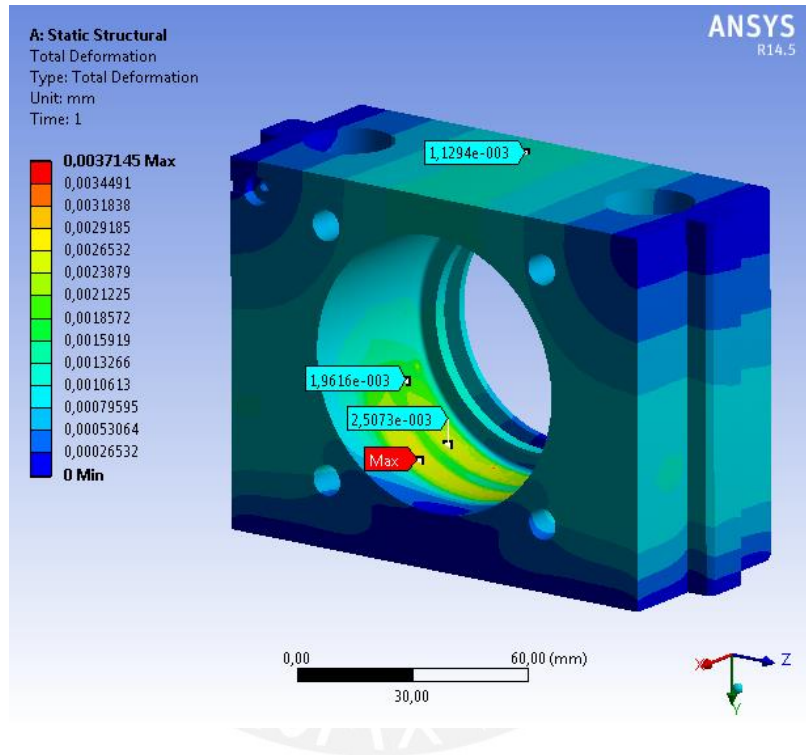


Figura 3.40 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,003 \text{ mm} \tag{3.137}$$

3.13 BLOQUE SOPORTE DEL TORNILLO DE POTENCIA

Bloque soporte del tornillo de potencia está en la Fig. 3.3, elemento 28.

El esquema de fuerzas es:

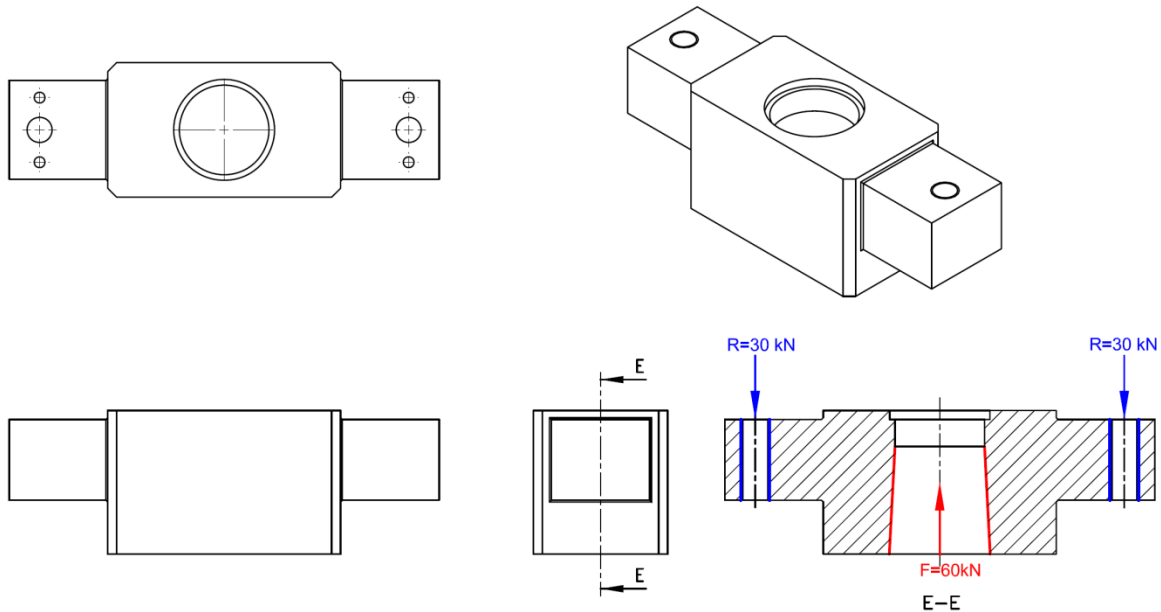


Figura 3.41 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es un acero ASTM A572 grado 50, su punto de fluencia es $\sigma_y = 345 \text{ MPa}$

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	8,58e5 mm ³
Masa	6,73 kg
Malla	
Tamaño del elemento	5,0 mm
Nodos	21568
Elementos	12508

Tabla 3.36 Propiedades físicas y tamaño del mallado 05.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

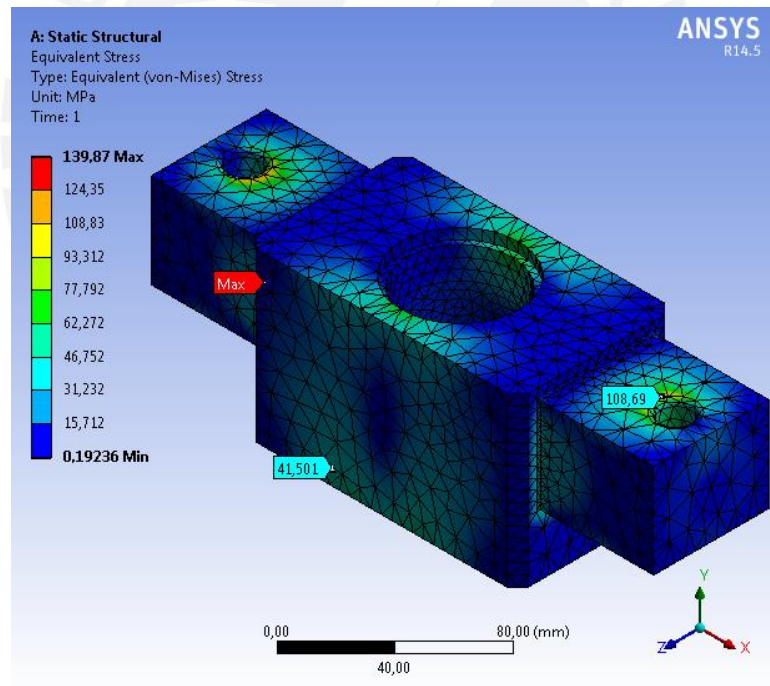


Figura 3.42 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{140 \text{ MPa}} = 1,8 \quad (3.138)$$

El factor de seguridad 1,8 es correcto, ya que cumple la recomendación de la tabla del anexo VI.

Y la distribución de deformación:

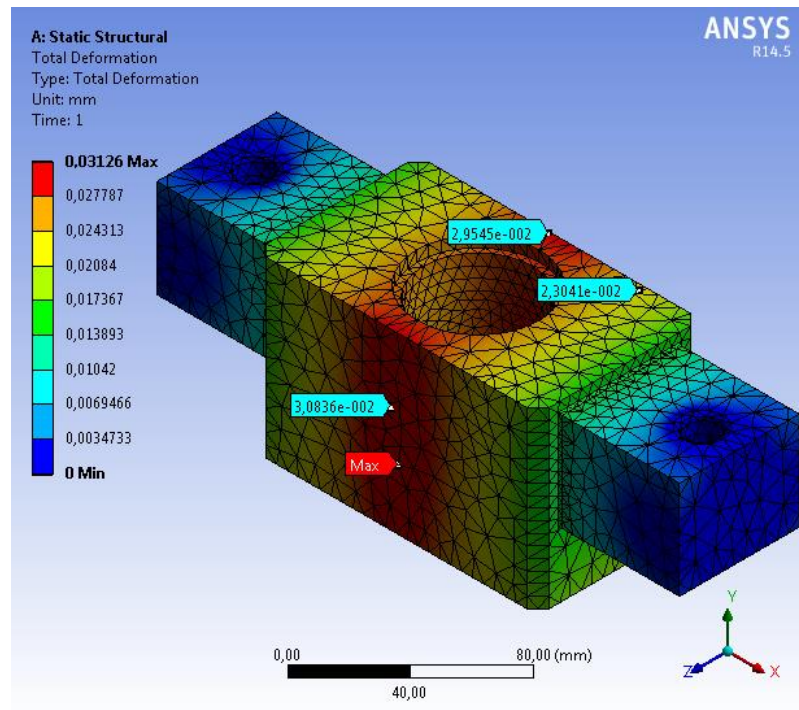


Figura 3.43 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,03 \text{ mm} \quad (3.139)$$

3.14 CAMISETA PARA TORNILLO DE POTENCIA

La ubicación de la Camiseta para tornillo de potencia está en la Fig. 3.3, elemento 29.

El esquema de fuerzas es:

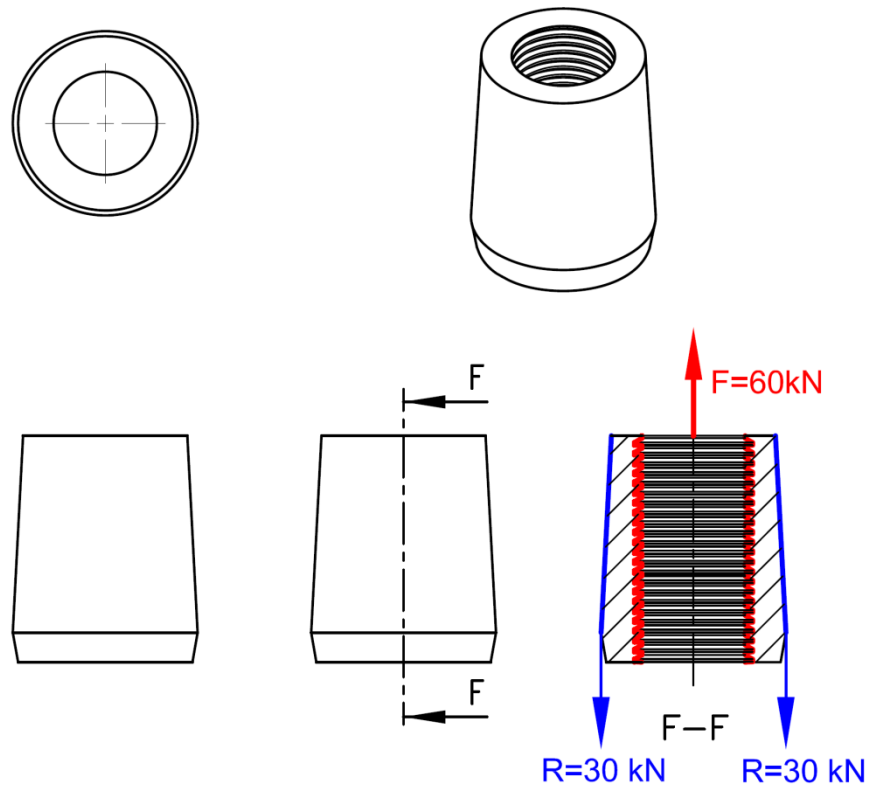


Figura 3.44 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es ASTM A36.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	9,24e4 mm ³
Masa	0,73 kg
Malla	
Tamaño del elemento	2,0 mm
Nodos	60879
Elementos	34636

Tabla 3.37 Propiedades físicas y tamaño del mallado 06.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

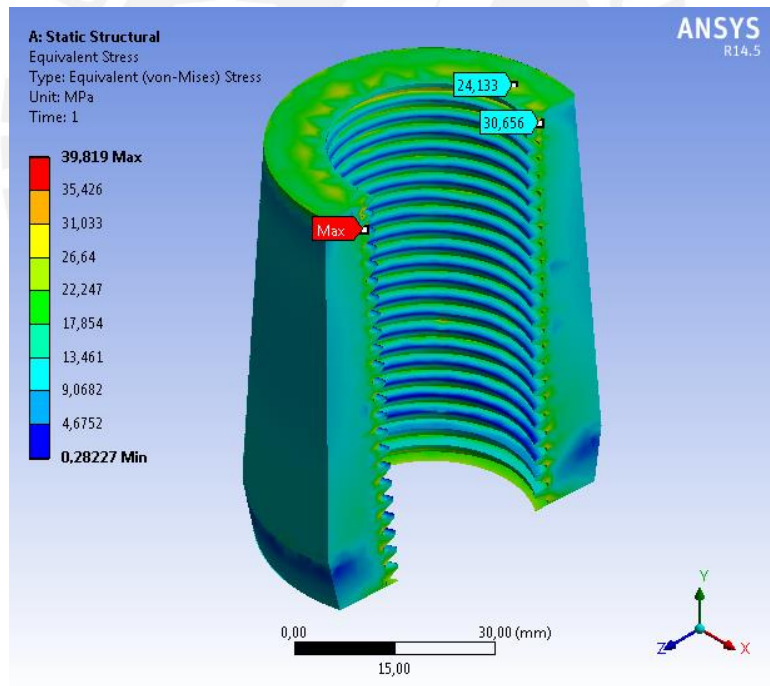


Figura 3.45 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{39,8 \text{ MPa}} = 6,3 \quad (3.140)$$

El factor de seguridad 6,3 es correcto, ya que cumple la recomendación de la tabla del anexo VI.

Y la distribución de deformación:

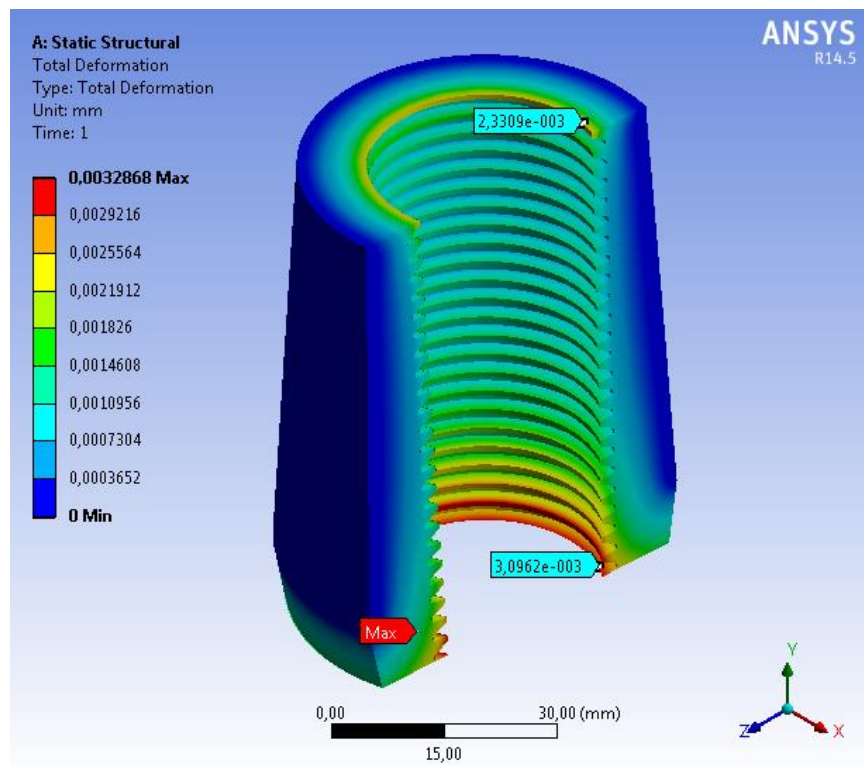


Figura 3.46 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,003 \text{ mm} \quad (3.141)$$

3.15 PORTA SENSOR DE CARGA

El Porta Sensor de carga la podemos ubicar en la Fig. 3.4, elemento 41.

El esquema de fuerzas es:

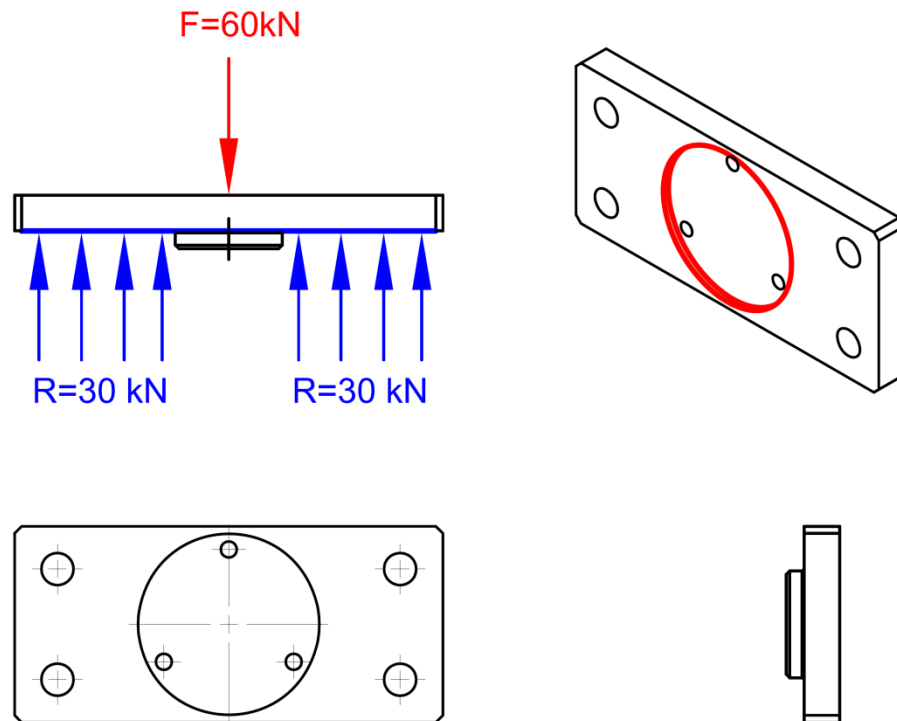


Figura 3.47 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es ASTM A36.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	6,21e4 mm ³
Masa	0,487 kg
Malla	
Tamaño del elemento	1,0 mm
Nodos	69968
Elementos	40214

Tabla 3.38 Propiedades físicas y tamaño del mallado 07.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

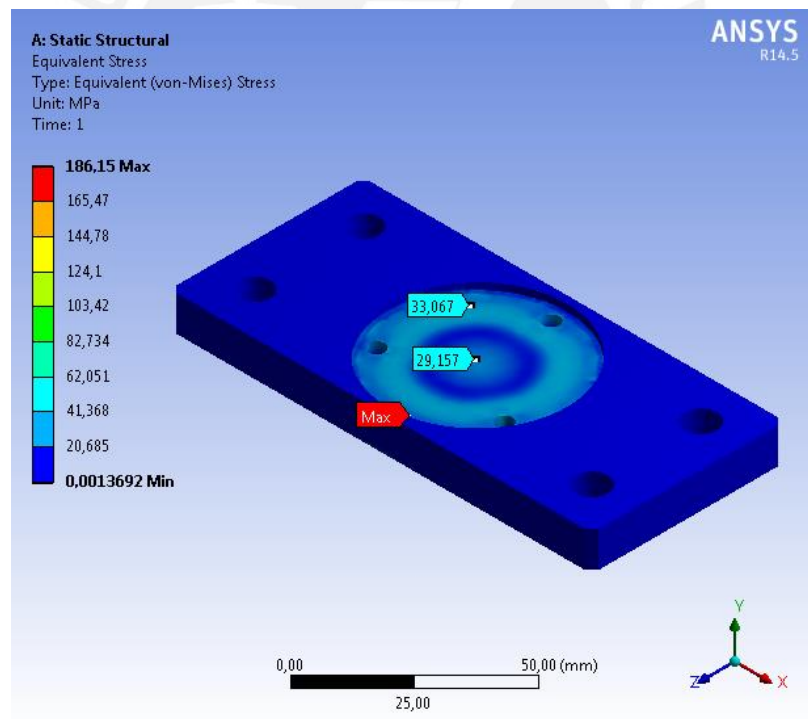


Figura 3.48 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{186 \text{ MPa}} = 1,3 \quad (3.142)$$

El factor de seguridad 1,3 es correcto, ya que cumple la recomendación de la tabla del anexo VI.

Y la distribución de deformación:

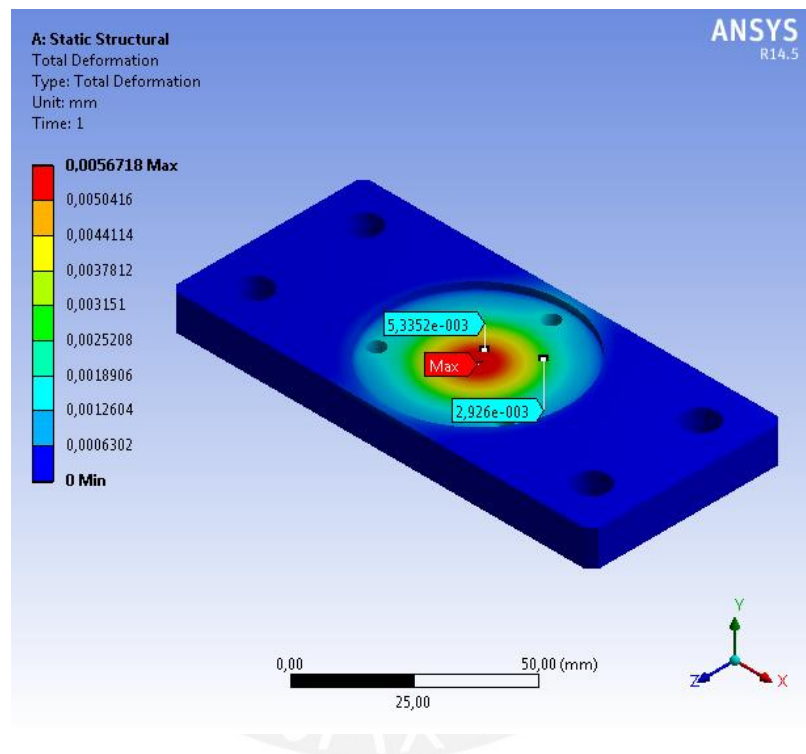


Figura 3.49 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{\text{máx}} = 0,006 \text{ mm} \quad (3.143)$$

3.16 TAPA DE RESORTES

La tapa de los resortes la podemos ubicar en la Fig. 3.4, elemento 42.

El esquema de fuerzas es:

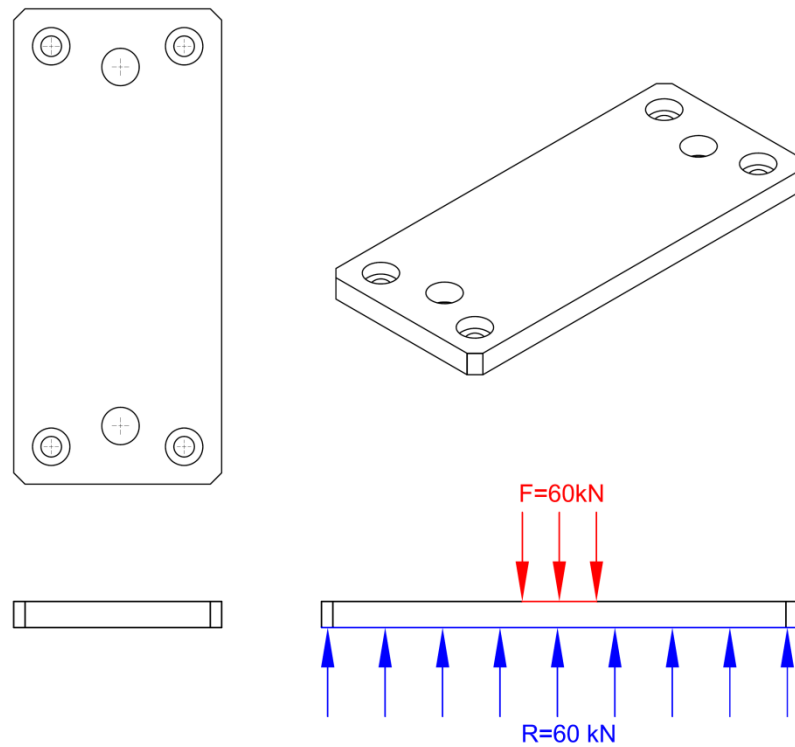


Figura 3.50 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es ASTM A36.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	1,0e5 mm ³
Masa	0,79 kg
Malla	
Tamaño del elemento	1,0 mm
Nodos	127274
Elementos	72994

Tabla 3.39 Propiedades físicas y tamaño del mallado 08.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

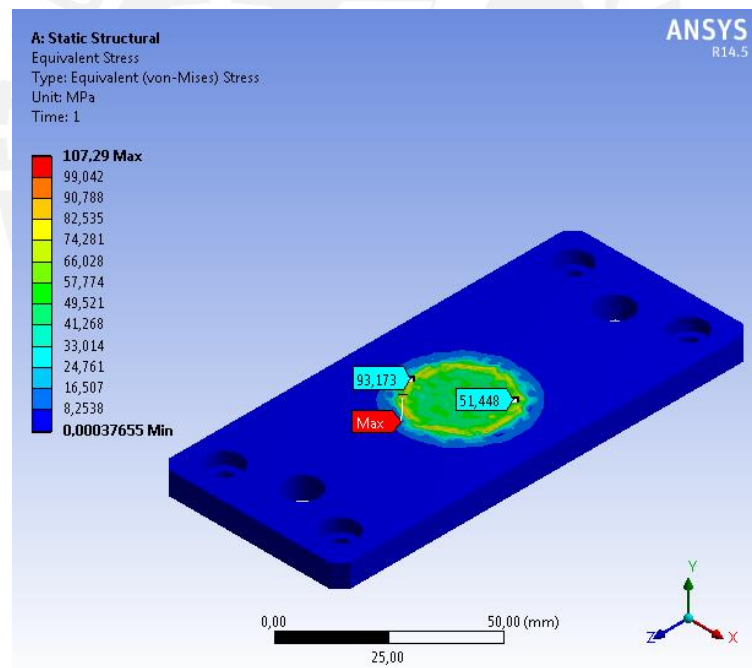


Figura 3.51 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{107 \text{ MPa}} = 2,3 \quad (3.144)$$

El factor de seguridad 2,3 es correcto, ya que cumple la recomendación de la tabla del anexo VI.

Y la distribución de deformación:

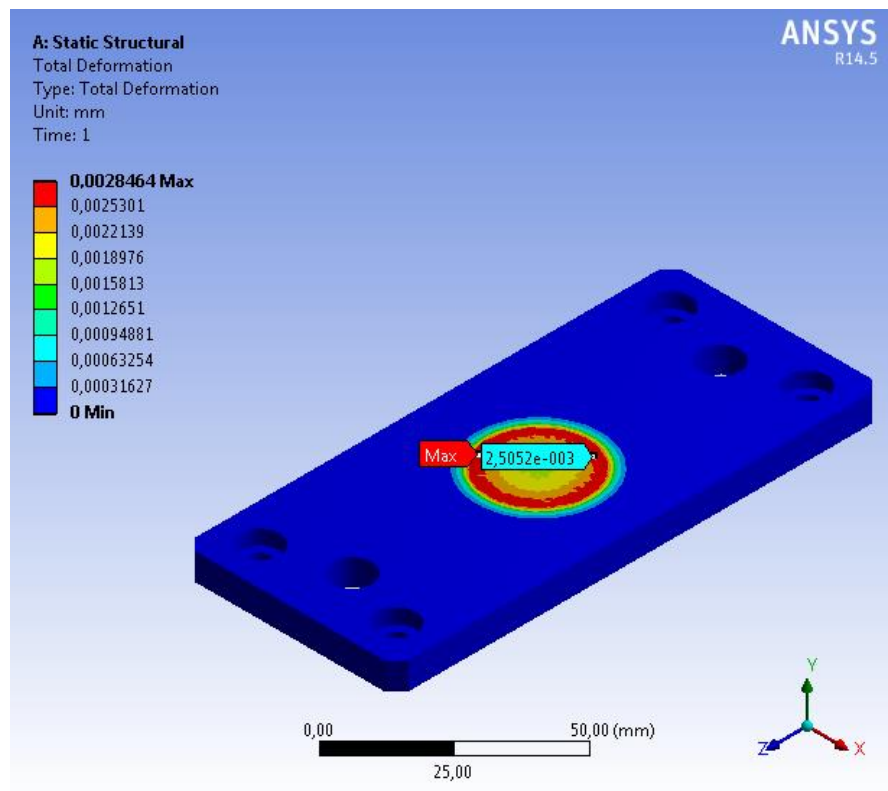


Figura 3.52 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,003 \text{ mm} \quad (3.145)$$

3.17 MESA DE SOPORTE

La mesa de soporte la podemos ubicar en la Fig. 3.2, elemento 1.

El esquema de fuerzas es:

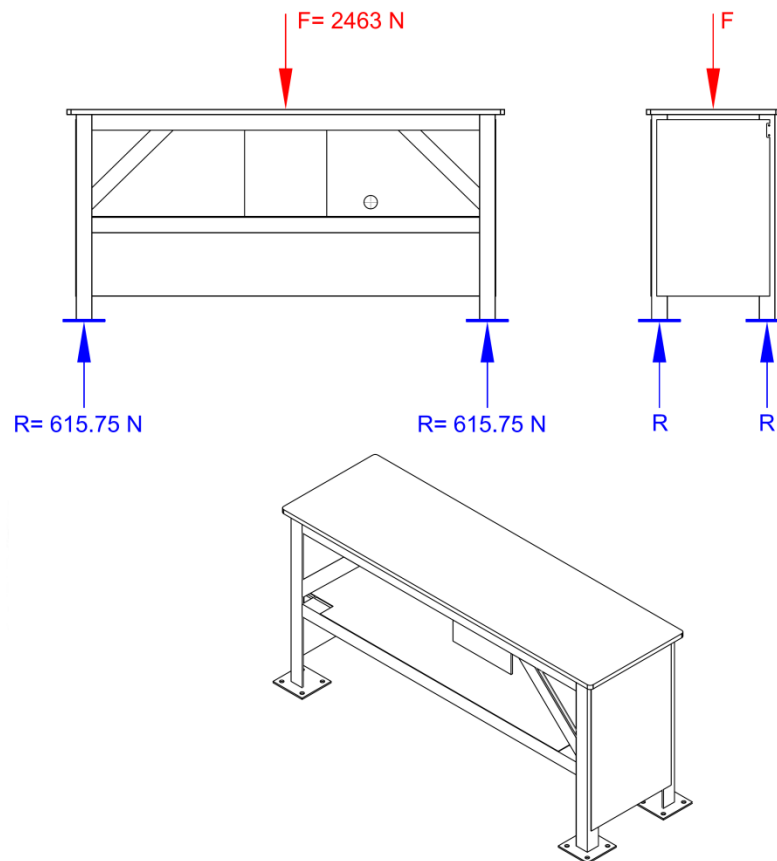


Figura 3.53 Esquema de fuerzas actuantes.

La fuerza roja es la fuerza actuante, mientras que la zona de color azul es la restricción de movimiento o el apoyo del elemento.

El diseño de este elemento será por medio de los elementos finitos, el material es ASTM A36.

Las propiedades de físicas y el tamaño de la malla se muestran a continuación

Propiedades	
Volumen	7,6629e7 mm ³
Masa	598,95 kg
Malla	
Tamaño del elemento	50 mm
Nodos	72044
Elementos	12641

Tabla 3.40 Propiedades físicas y tamaño del mallado 09.

La distribución de esfuerzos en el elemento es:

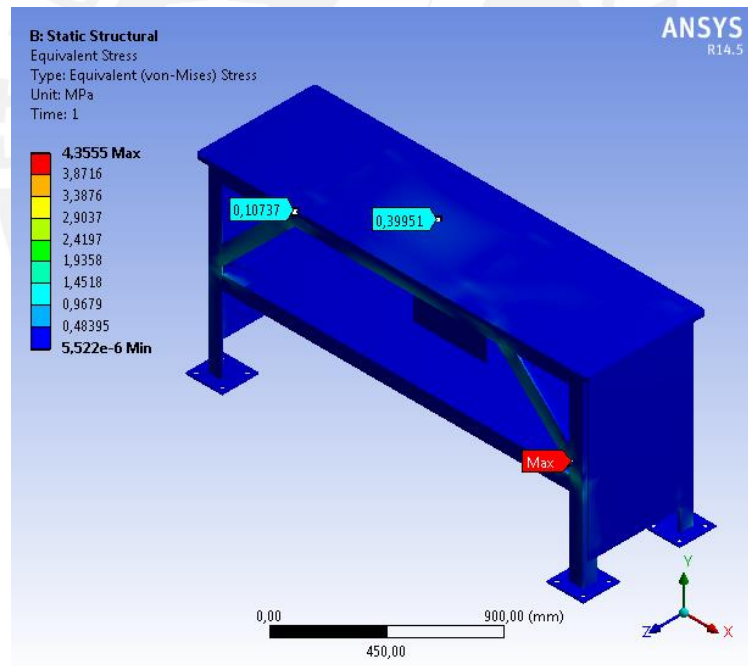


Figura 3.54 Esfuerzos equivalentes de von Mises.

El factor de seguridad es

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{4,4 \text{ MPa}} = 57 \quad (3.146)$$

El factor de seguridad es aceptable, ya que cumple la recomendación de la tabla del anexo VI.

Y la distribución de deformación:

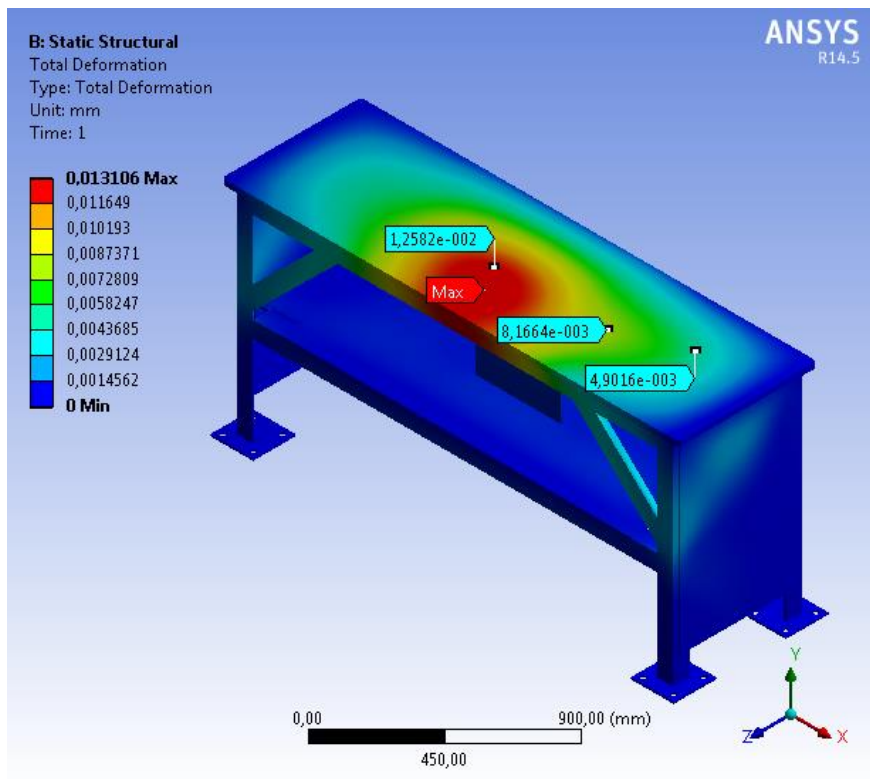


Figura 3.55 Deformación Total.

La máxima deformación es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,013 \text{ mm} \quad (3.147)$$

Análisis vibracional

Por método de los elementos finitos se calcula los seis primeros modos de vibración.

Modo	Frecuencia (Hz)
1	16,54
2	22,63
3	26,80
4	29,98
5	30,58
6	39,02

Tabla 3.41 Modos de vibración del mesa de soporte.

De la tabla 3.42 se comprueba que ninguno de los seis primeros modos de vibración está cercano a la frecuencia de operación del rodillo que es 60Hz.

3.18 CÁLCULO DEL RESORTE DE COMPRESIÓN.

La ubicación de este elemento lo podemos ubicar en la Fig. 3.4, elemento 38.

La función que tiene este elemento es la de “auto-bloquear” al tornillo de potencia, ya que al bajar el tornillo de potencia para regular la separación de los rodillos, se ejerce una fuerza que impide el movimiento del tornillo.

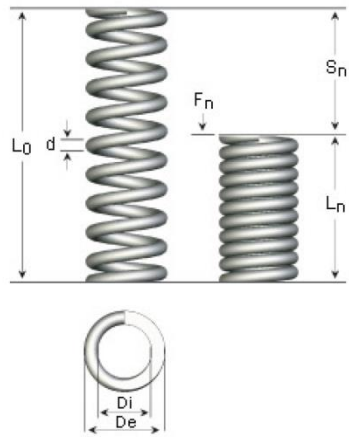


Figura 3.56 Esquema general del resorte.

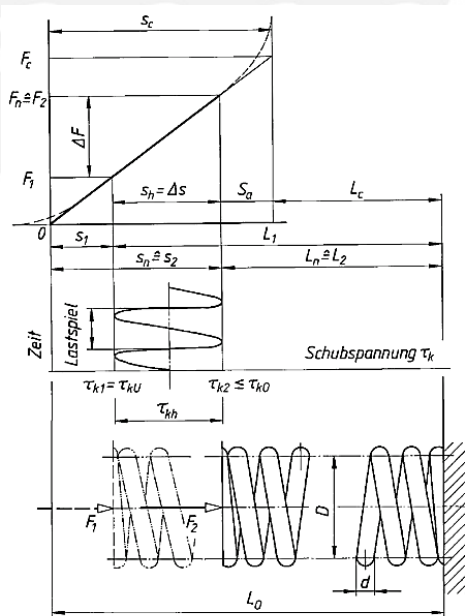


Figura 3.57 Esquema de dimensiones del resorte. [15]

Material	DIN 17224 AISI 302 W. nr. 1.4310
d_R	1,6 mm
D_{eR}	14,10 mm
D_{iR}	10,90 mm
L_{0R}	78,00 mm
s_n	50,00 mm
n_R	12,50
F_n	112,73 N
R_R	2,27 N/mm

Tabla 3.42 Tabla de dimensiones del resorte.

El esfuerzo cortante permisible: τ_{zul}

Esfuerzo cortante estático:

$$\tau_{1,2} = \frac{F_{1,2} \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d_R^3} = 876 \text{ MPa} < 1000 \text{ MPa} = \tau_{zul} \quad (3.148)$$

Esfuerzo cortante dinámico:

$$\tau_{k 1,2} = k \cdot \tau_{1,2} = 1033 \leq \tau_{k0} = 1100 \text{ MPa} \quad (3.149)$$

Los esfuerzos cumplen con los requerimientos de diseño, por lo tanto se opta por un resorte de la marca SODEMANN A 22480.

3.19 CÁLCULO DE TORNILLOS DE UNIÓN.

Se procederá a calcular los tornillos de la conexión (Fig. 3.4, elemento 43) entre la columna de soporte principal (Fig. 3.4 elemento 37) con el bloque de soporte del tornillo de potencia (Fig. 3.3 elemento 28). El detalle se muestra a continuación.

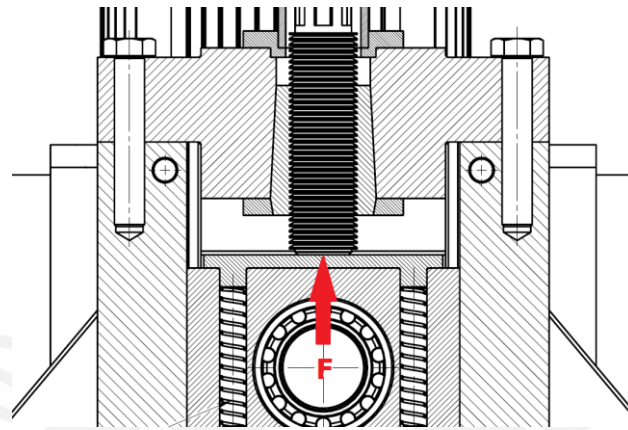


Figura 3.58 Esquema de fuerza exterior actuante en los tornillos.

La fuerza exterior es $F = 60 \text{ kN}$.

3.19.1 Cálculo de la rigidez del tornillo C_t y rigidez de la palca C_p

El tornillo a comprobar es un ISO 4014 M16x90x90, primero es necesario determinar los valores de las longitudes y diámetros efectivos en cada sección, ver Fig. 3.59.

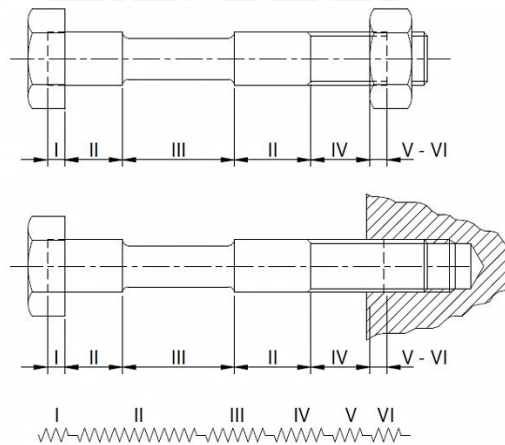


Figura 3.59 Modelo de rigidez del tornillo [16]

Las longitudes y diámetros son:

Tramo	Diámetro	Longitud
<i>I</i>	$d_1 = 16 \text{ mm}$	$L_1 = 8 \text{ mm}$
<i>II</i>	$d_2 = 0 \text{ mm}$	$L_2 = 0 \text{ mm}$
<i>III</i>	$d_3 = 13,55 \text{ mm}$	$L_3 = 45 \text{ mm}$
<i>IV</i>	$d_4 = 0 \text{ mm}$	$L_4 = 0 \text{ mm}$
<i>V</i>	$d_5 = 13,55 \text{ mm}$	$L_5 = 8 \text{ mm}$
<i>VI</i>	$d_6 = 16 \text{ mm}$	$L_6 = 5,28 \text{ mm}$

Tabla 3.43 Medidas del tornillo.

Ahora se puede calcular la rigidez K_i en cada tramo, definiendo:

L_i = Longitud por tramo.

A_i = Área de la sección.

$$K_{eq} = \sum_{i=1}^n K_i = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{E \cdot A_i} \tag{3.150}$$

Entonces la rigidez del tornillo

$$C_t = \frac{1}{K_{eq}} = 4,84 \cdot 10^8 \frac{N}{m} \tag{3.151}$$

Cálculo de la rigidez de la placa C_p :

L_p	90 mm
d_1	24 mm
d_{ag}	18 mm
D_{ext}	55 mm
γ	27,71 deg

Tabla 3.44 Parámetros para determinar el C_p .

Como $D_{m\acute{a}x} > D_{ext} > d_1$

$$C_p = \frac{E_p \cdot \pi}{\frac{2}{w \cdot d_{ag} \cdot \tan \gamma} \cdot \ln \left[\frac{(d_1 + d_{ag}) \cdot (D_{ext} - d_{ag})}{(d_1 - d_{ag}) \cdot (D_{ext} + d_{ag})} \right]} + \frac{4}{(D_{ext}^2 - d_{ag}^2)} \left(L_p - \frac{(D_{ext} - d_1)}{w \cdot \tan \gamma} \right)$$

$$C_p = 2,951 \cdot 10^9 \frac{N}{m} \tag{3.152}$$

3.19.2 Cálculo de las fuerzas y esfuerzos actuantes

Con el fin de verificar la resistencia del tornillo o evaluar el ajuste entre placas es necesario determinar los valores de la Fig. 3.60.

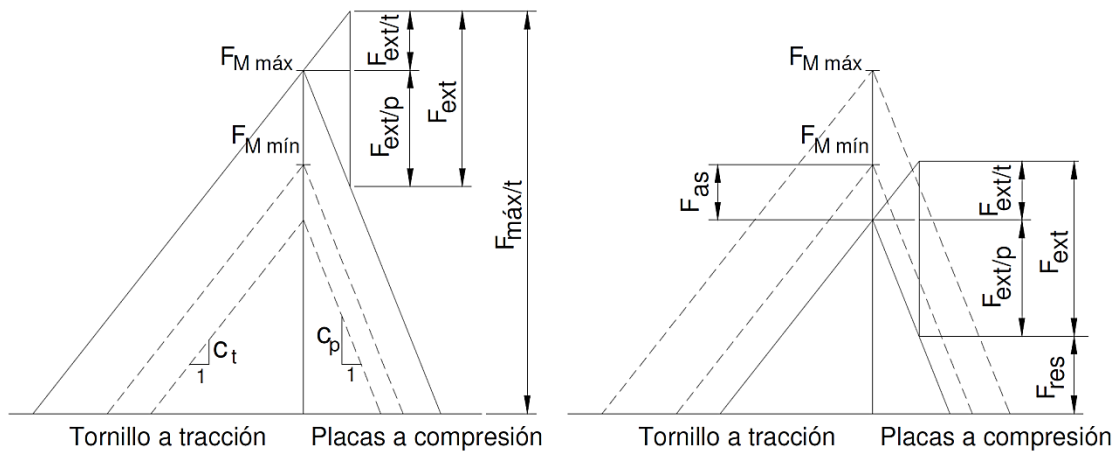


Figura 3.60 Diagrama de fuerza deformación. [16]

Fuerza exterior:

$$F_{ext} = 30 \text{ kN} \tag{3.153}$$

Asentamiento y rugosidad:

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} . Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

R_z : promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

Tabla 3.45 Valores recomendados para el asentamiento. [16]

Altura promedio de la rugosidad R_z :

$$R_z = 30 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad (3.154)$$

El asentamiento δ_{as} :

$$\delta_{as} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ m} + 3 \cdot 10^{-6} \text{ m} + 2 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad (3.155)$$

Fuerza de ajuste

$$F_{as} = \left(\frac{C_t \cdot C_p}{C_t + C_p} \right) \delta_{as} = 3,33 \text{ kN} \quad (3.156)$$

Se define la variable ϕ como:

$$\phi = \frac{C_t}{C_t + C_p} \quad (3.157)$$

Por aplicación de las líneas de fuerzas entre la placa y el tornillo, se toma el siguiente valor:

$$n = 0,5 \quad (3.158)$$

Componente de la fuerza exterior sobre las placas:

$$F_{ext/p} = (1 - n \cdot \phi) F_{ext} = 27,89 \text{ kN} \quad (3.159)$$

$$F_{M/min} = F_{ext/p} + F_{as} = 31,21 \text{ kN} \quad (3.160)$$

Factor de ajuste

$$\alpha_a = 1,6 \quad (3.161)$$

$$F_{M/max} = \alpha \cdot F_{M/min} = 49,94 \text{ kN} \quad (3.162)$$

φ	2,48 deg
μ_{rosca}	0,1
ρ	6,587 deg

Tabla 3.46 Constantes del tornillo.

$$M_t = F_{M/max} \cdot \tan(\varphi + \rho) = 106,59 \text{ kN} \quad (3.163)$$

$$d_m = \left(\frac{14,701 + 13,546}{2} \right) = 14,124 \text{ mm} \quad (3.164)$$

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d_m^2}{4} = 156,67 \text{ mm}^2 \quad (3.165)$$

$$\sigma_m = \frac{F_{M/max}}{A_0} = 318,78 \text{ MPa} \quad (3.166)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_m^3}{16} \quad (3.167)$$

$$\tau_{tm} = \frac{M_t}{W_p} = 192,70 \text{ MPa} \quad (3.168)$$

Resistencia al montaje, esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eqmo} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 461,54 \text{ MPa} \quad (3.169)$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{ef} = \frac{\sigma_{eqmo}}{0,9} = 512,82 \text{ MPa} \quad (3.170)$$

Resistencia con carga exterior

$$F_{tmax} = F_{M/max} + n \cdot \phi \cdot F_{ext} = 52,06 \text{ kN} \quad (3.171)$$

$$\sigma_{max} = \frac{F_{tmax}}{A_0} = 332,27 \text{ MPa} \quad (3.172)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot (0,5 \cdot \tau_{tm})^2} = 359,82 \text{ MPa} \quad (3.173)$$

$$\sigma_f = \frac{\sigma_{eq}}{0,9} = 399,8 \text{ MPa} \quad (3.174)$$

Clase	$\sigma_B(\text{N/mm}^2)$		$\sigma_F(\text{N/mm}^2)$		$\sigma_{0,2}(\text{N/mm}^2)$	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
3.6	300	330	180	190	-	-
4.6	400	400	240	240	-	-
4.8	400	420	320	340	-	-
5.6	500	500	300	300	-	-
5.8	500	520	400	420	-	-
6.8	600	600	480	480	-	-
8.8 ¹	800	800	-	-	640	640
8.8 ²	800	830	-	-	640	660
10.9	1000	1040	-	-	900	940
12.9	1200	1220	-	-	1080	1100

Tabla 3.47 Propiedades mecánicas de tornillos (extracto ISO 898). [16]

Se selecciona un M16 clase 12.9

Factor de seguridad

$$FS = \frac{1080 \text{ MPa}}{512,82 \text{ MPa}} = 2,11 \quad (3.175)$$

Verificación de la placa

MATERIAL	p_{Adm} (N/mm ²)
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alear	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GKAlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0,5	370
Al99	140

Tabla 3.48 Presión superficial admisible. [16]

Presión admisible p_{adm} :

$$p_{adm} = 420 \frac{N}{mm^2} \quad (3.176)$$

Cálculo del factor de seguridad FS :

$$A_c = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_{ag}^2) = 197,92 \text{ mm}^2 \quad (3.177)$$

$$p = \frac{F_{tmax}}{A_c} = 263,01 \text{ MPa} \quad (3.178)$$

$$FS = \frac{p_{adm}}{p} = 1,6 \quad (3.179)$$

Bibliografía

- [1] Barriga Gamarra, Benjamín (1995), *Métodos de diseño e ingeniería mecánica*. PUCP.
- [2] Serope Kalpakjian, Stephen Schmid (2008), *Manufacturing, Engineering and Technology SI*, 5ta ed., Tabla 2.3.
- [3] R.A Wilkins and E.S. Bunn, (1943), *Copper and Cooper Base Alloys The Physical and Mechanical Properties of Copper and Its Commercial Alloys in Wrought*, 1ra ed., p. 62.
- [4] ASM International, (2005), *Cold and Hot Forging Fundamentals and Applications*, 1ra ed., p. 40.
- [5] ASM International, (2003), *Handbook of Workability and Process Design*. p. 237
- [6] ASM International, (2002), *Atlas Stress-Strain Curves*, 2da Edición, p.11
- [7] Alvarez, Miguel (2011), *Apuntes de Clase “Temas Selectos del Diseño Mecánico”*. PUCP.
- [8] Budynas-Nisbett (2006), *Mechanical Engineering*, 8va Ed, p. 717
- [9] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek. (2011) Roloff/Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung. 20va ed. p. 378.
- [10] Ortiz Berrocal, Luis (1998), *Elasticidad*, 3ra. ed. p. 2.
- [11] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek. (2011) Roloff/Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung. 20va ed. p. 361.
- [12] Ibid. p. 263
- [13] Bearbeitet von Karlheinz Kabus, Frank Rieg, Frank Weidemann, Gerhard Engelken y Reinhard Hackenschmidt. (2011) Maschinenelemente Funktion, Gestaltung und Berechnung. 18va ed.
- [14] Ibid, Tabla 11.1 pag. 81

[15] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek. (2011) Roloff/Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung. 20va ed. p. 328.

[16] Kurt F. Paulsen Moscoso, *Uniones Atornilladas*, PUCP, 2009-2.



CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE COSTOS

En este capítulo se hace una estimación del costo de la fabricación de la máquina de laminación, considerando los acabados finales, costos de maquinado, pintura y arenado.

4.1 METRADO DE ELEMENTOS PRINCIPALES.

Se procedió a identificar los elementos que no pertenecen a la caja de engranajes y a la estructura de laminación, determinándose el peso y área por elemento para tener el peso total del grupo.

	ELEMENTO	VOLUMEN (mm^3)	ÁREA (mm^2)	PESO (kg)	CANT.	PESO T. (kg)	AREA PINT. (mm^2)
1	Estructura mesa de soporte	1,13E+08	1,93E+07	890	1	890	1,93E+07
2	Chasis	6,99E+06	4,81E+05	54,8	2	109,6	9,62E+05
3	Eje de transmisión	8,19E+05	6,92E+04	6,43	1	6,43	6,92E+04
4	Base del motoreductor	5,39E+06	5,51E+06	42,3	1	42,3	5,51E+06
5	Brida de conexión 02	4,08E+04	1,83E+04	0,32	1	0,32	1,83E+04
6	Guarda de seguridad 01	1,50E+06	1,37E+06	10,6	1	10,6	1,37E+06
7	Guarda de seguridad 02	5,63E+05	5,73E+05	4,42	1	4,42	5,73E+05
8	Puerta de la mesa	4,75E+06	2,05E+06	37,3	2	74,6	4,10E+06
9	Caja del variador de frecuencia	4,09E+05	3,36E+05	3,21	1	3,21	3,36E+05
10	Caja de botones de control	1,11E+05	9,45E+04	0,875	1	0,875	9,45E+04
11	Caja del display	1,52E+05	1,20E+05	1,19	1	1,19	1,20E+05
TOTAL						1143,55	3,25E+07

Tabla 4.1 Peso del material de los elementos principales.

Los costos de los accesorios y elementos de máquina del grupo son:

	ELEMENTO	COSTO (UN.) (S/.)	CANT.	COSTO T. (S/.)
1	Motoreductor SEW K67 DV100I4	6410,00	1	6 410,00
2	Variador de frecuencia	1210,00	1	1 210,00
3	Acoplamiento R+W EK1 01	250,45	1	250,45
4	Acoplamiento R+W EKL 02	165,23	2	330,46
5	Junta homocinética GKN Tipo 116	4054,49	1	4 054,49
6	Panel Display	550,50	1	550,50
7	Botonera ON/OFF, Emergencia	220,00	1	220,00
8	Asa de la mesa	15,60	2	31,20
9	Panel eléctrico 24 polos	120,00	1	120,00
10	Bisagra	25,60	4	102,40
11	Asa de la puerta	14,60	2	29,20
12	Perno M3x6 ISO 4017	2,60	8	20,80
13	Espárragos M20x150 DIN 938	8,50	16	136,00
14	Perno Socket M6x16 DIN 912	4,50	16	72,00
15	Perno Socket M10x30 DIN 912	5,60	4	22,40
16	Perno Socket M6x20 DIN 912	4,20	4	16,80
TOTAL				13 576,70

Tabla 4.2 Accesorios y elementos de máquinas de los elementos principales.

Para el cálculo del costo de maquinado y fabricación se consideró el costo por hora de cada uno de los procesos de fabricación de acuerdo al siguiente detalle:

	PROCESO	COSTO/Hora (Soles/Hora)
1	Torneado	50,00
2	Fresado	100,00
3	Taladro	30,00
4	Rectificado	200,00
5	Soldadura	50,00

Tabla 4.3 Costo por hora de los procesos de fabricación.

El costo de maquinado de los elementos principales son:

	ELEMENTO	Torneado (hr)	Fresado (hr)	Taladrado (hr)	Rectificado (hr)	Soldadura (hr)	CANT.	COSTO (S/.)
1	Estructura mesa de soporte	0	8	8	4	3	1	1 990,00
2	Chasis	0	2	3	2,5	0	2	1 580,00
3	Eje de transmisión	2	0	0	0	0	1	100,00
4	Base del motoreductor	0	1,5	1,5	1,5	2	1	595,00
5	Brida de conexión 02	2	2	1	0	0	1	330,00
6	Guarda de seguridad 01	0	0	2	0	4	1	260,00
7	Guarda de seguridad 02	0	0	2	0	4	1	260,00
8	Puerta de la mesa	0	0	2	0	5	2	620,00
9	Caja del variador de frecuencia	0	0	1	0	2,5	1	155,00
10	Caja de botones de control	0	0	1	0	2,5	1	155,00
11	Caja del display	0	0	1	0	2,5	1	155,00
TOTAL								6 200,00

Tabla 4.4 Costo de maquinado para los elementos principales.

El costo total para este sub-grupo de elementos es:

DESCRIPCIÓN	PESO (kg)	AREA (m ²)	P. UNIT (Soles/kg)	P. UNIT (Soles/m ²)	P. PARCIAL (Soles)
SUMNISTRO					
Acero Estructural	1143,55		2,08		2 378,57
Accesorios y elementos de máquina					13 576,70
FABRICACIÓN Y/O HABILITACIÓN					
Maquinado y fabricación					6 200,00
ARENADO Y PINTADO					
Mano de obra costo de máquina		3,25E+02		11,70	3 797,00
TOTAL (NUEVOS SOLES)					25 952,27

Tabla 4.5 Costo total de los elementos principales.

4.2 METRADO DE TREN DE LAMINACIÓN

El peso total y el área de pintura para este sub-grupo son:

	ELEMENTO	VOLUMEN (mm^3)	ÁREA (mm^2)	PESO (kg)	CANT.	PESO T. (kg)	AREA PINT (mm^2)
1	Bloque de soporte inferior	5,28E+05	6,44E+04	4,15	2	8,3	1,29E+05
2	Bloque de soporte superior	5,16E+05	7,43E+04	4,05	2	8,1	1,49E+05
3	Columna de soporte principal	1,08E+06	1,04E+05	8,44	4	33,76	4,16E+05
4	Rodillo de laminación	1,46E+06	8,83E+04	11,5	2	23	0,00E+00
5	Bloque de contenedor del tornillo	8,85E+05	8,63E+04	6,73	2	13,46	1,73E+05
6	Base del tren de laminación	1,28E+06	1,16E+05	10	2	20	2,32E+05
7	Porta sensor de carga	6,19E+04	1,84E+04	0,49	2	0,98	3,68E+04
8	Tapa de resortes	5,09E+04	1,79E+04	0,4	2	0,8	3,58E+04
9	Placa de retención de camisetas	1,64E+05	4,84E+04	1,29	1	1,29	4,84E+04
10	Tapa de las camisetas	1,82E+05	5,45E+04	1,43	1	1,43	5,45E+04
11	Tapa del bloque de los rodillos	8,79E+04	2,93E+04	0,69	4	2,76	1,17E+05
12	Engranaje de regulación 01	2,56E+05	6,55E+04	2,01	2	4,02	0,00E+00
13	Engranaje de regulación 02	5,31E+04	1,28E+04	0,417	1	0,417	0,00E+00
14	Plato de giro	2,13E+05	5,65E+04	1,68	1	1,68	5,65E+04
15	Mango de accionamiento	1,95E+04	5,12E+03	0,153	1	0,153	5,12E+03
16	Tornillo de potencia	1,59E+05	3,90E+04	1,25	2	2,5	7,80E+04
17	Asiento de engranajes	2,60E+04	1,45E+04	0,204	2	0,408	2,90E+04
18	Guía de posicionamiento	4,25E+04	1,21E+04	0,33	2	0,66	2,42E+04
19	Mesa de posicionamiento	2,36E+05	5,40E+04	1,85	1	1,85	5,40E+04
20	Placa guía	2,37E+05	4,60E+04	1,86	1	1,86	4,60E+04
21	Angulo L1.5x1.5x0.25	2,12E+04	8,30E+03	0,167	4	0,668	3,32E+04
22	Pin de auto bloqueo	4,50E+03	2,24E+03	0,0356	4	0,1424	8,96E+03
23	Tubería para conx. sensor de carga	1,72E+04	1,65E+04	0,1353	2	0,2706	3,30E+04
24	Tubería para conx. sensor de despl.	3,59E+04	2,82E+04	0,282	1	0,282	2,82E+04
TOTAL						128,79	1,79E+06

Tabla 4.6 Peso de material del tren de laminación.

El costo de maquinado del tren de laminación es:

	ELEMENTO	COSTO (Unit) (S/.)	CANT.	COSTO T. (S/.)
1	Sensor de carga Burster 8526-6050	403	2	806,00
2	Sensor de desplazamiento Burster 8712-50	780	1	780,00
3	Rodamiento FAG NU 1009ECP	92,3	8	738,40
4	Seguro Seeger 45x1.75 DIN 471	35,6	4	142,40
5	Resorte SODEMANN A22480	5,6	4	22,40
6	Sello de retención SKF CR45x65x8	50,5	2	101,00
7	Pin cónico A2x16 ISO 2339	6,5	2	13,00
8	Perno M10x1.25 DIN 6921	4,2	1	4,20
9	Perno M16x90 ISO 4014	5,6	4	22,40
10	Perno M10x25 DIN 6921	4,6	16	73,60
11	Perno M16x120 DIN 6921	7,5	4	30,00
12	Perno M16x80 ISO 4014	7,2	4	28,80
13	Perno M10x20 DIN 6921	5,3	8	42,40
14	Perno Socket M5x12 DIN 6912	3,2	8	25,60
15	Perno Socket M4x10 DIN 7984	3,5	6	21,00
16	Perno M4x10 DIN 4017	2,8	6	16,80
TOTAL				2 868,00

Tabla 4.7 Accesorios y elementos de máquinas del tren de laminación.

El costo total de maquinado para el ensamble del tren de laminación es:

	ELEMENTO	Torneado (hr)	Fresado (hr)	Taladrado (hr)	Rectificado (hr)	Soldadura (hr)	CANT.	COSTO T. (S/.)
1	Bloque de soporte inferior	0	5	1	1,5	0	2	1 660,00
2	Bloque de soporte superior	0	5	1	1,5	0	2	1 660,00
3	Columna de soporte principal	0	4,5	1,5	2	0	4	3 580,00
4	Rodillo de laminación	4	0	0	0	0	2	400,00
5	Bloque de contenedor del tornillo	0	4	1	1	0	2	1 260,00
6	Base del tren de laminación	0	3,5	0,5	1	0	2	1 130,00
7	Porta sensor de carga	0	1,5	0,5	0	0	2	330,00
8	Tapa de resortes	0	1,5	1	0	0	2	360,00
9	Placa de retención de camisetas	0	2	0,5	0	0	1	215,00
10	Tapa de las camisetas	0	1,5	0,25	0	0	1	157,50
11	Tapa del bloque de los rodillos	0	2	0,5	0	0	4	860,00
12	Engranaje de regulación 01	0	4	1	0	0	2	860,00
13	Engranaje de regulación 02	0	2	1	0	0	1	230,00
14	Plato de giro	0	1,5	0,5	0	0	1	165,00
15	Mango de accionamiento	0,5	2,5	0	0	0	1	275,00
16	Tornillo de potencia	3	2	0	0	0	2	700,00
17	Asiento de engranajes	3	0	0	0	0	2	300,00
18	Guía de posicionamiento	0	1,5	0	0	2	2	500,00
19	Mesa de posicionamiento	0	3	1,5	2	0	1	745,00
20	Placa guía	0	1,5	1	0	0	1	180,00
21	Angulo L1.5x1.5x0.25	0	0	0,5	0	0	4	60,00
22	Pin de auto bloqueo	1,5	0	0	0	0	4	300,00
23	Conx. sensor de carga	1	0	0,5	0	1	2	230,00
24	Conx. sensor de desplazamiento	1	0	0,5	0	1	1	115,00
TOTAL								16 272,50

Tabla 4.8 Costo de maquinado para el tren de laminación.

El costo total para el ensamble del tren de laminación es:

DESCRIPCIÓN	PESO (kg)	AREA (m ²)	P. UNIT (Soles/kg)	P. UNIT (Soles/m ²)	P. PARCIAL (Soles)
SUMNISTRO					
Acero Estructural	128,79		2,08		267,89
Accesorios y elementos de máquina					2 868,00
FABRICACIÓN Y/O HABILITACIÓN					
Maquinado y fabricación					16 272,50
ARENADO Y PINTADO					
Mano de obra costo de máquina		1,79E+01		11,70	209,06
TOTAL (NUEVOS SOLES)					19 617,45

Tabla 4.9 Costo total del tren de laminación.

4.3 METRADO DE LA CAJA DE ENGRANAJES.

	ELEMENTO	VOLUMEN (mm^3)	ÁREA (mm^2)	PESO (kg)	CANT.	PESO TOTAL (kg)	AREA PINT (mm^2)
1	Estruc. derecha caja de transmisión	1,01E+07	8,97E+05	79,4	1	79,4	8,97E+05
2	Estruc. izquierda caja de transmisión	9,87E+06	8,09E+05	77,5	1	77,5	8,09E+05
3	Tapa caja de engranajes	1,22E+06	1,68E+05	9,57	1	9,57	1,68E+05
4	Árbol de transmisión 01	8,68E+05	6,85E+04	6,81	1	6,81	0,00E+00
5	Árbol de transmisión 02	1,43E+06	1,01E+05	11,2	1	11,2	1,01E+05
6	Tapa del árbol de transmisión	1,67E+05	5,25E+04	1,31	4	5,24	2,10E+05
7	Tapa de sellos	1,75E+04	1,13E+04	0,137	3	0,411	3,39E+04
8	Conexión tipo brida	4,77E+04	1,89E+00	0,375	1	0,375	1,89E+00
9	Engranaje recto	9,54E+05	1,10E+05	7,49	2	14,98	2,20E+05
TOTAL						205,49	2,44E+06

Tabla 4.10 Peso de material de la caja de engranajes.

El costo de maquinado de caja de engranajes es:

	ELEMENTO	COSTO (Un.) (S/.)	CANT.	COSTO T. (S/.)
1	Rodamiento de bolas SKF 6211	70,25	2	140,50
2	Rodamiento de bolas SKF 6213	69,80	2	139,60
3	Seguro Seeger 65x2.5 DIN 471	15,24	2	30,48
4	Sello de retención SKF CR55x75x8	26,72	2	53,44
5	Sello de retención SKF CR65x85x8	24,65	1	24,65
6	Asa para tapa de la caja	35,40	1	35,40
7	Fijador de $\varphi=3\text{mm}$	5,30	4	21,20
8	Perno Socket M10x16 DIN 6912	4,54	4	18,16
9	Perno M10x20 DIN 6921	6,80	16	108,80
10	Perno M3x10 ISO 4017	2,50	6	15,00
11	Perno M20x80 ISO 4014	8,90	6	53,40
12	Perno M16x120 DIN 6921	6,80	4	27,20
13	Perno Socket M10x16 DIN 6912	7,80	4	31,20
14	Perno Socket M6x12 DIN 912	4,30	2	8,60
15	Perno M6x20 DIN 4017	6,50	6	39,00
16	Tuerca hexagonal M20 DIN 6923	4,50	6	27,00
17	Tuerca hexagonal M6 ISO 4034	1,50	6	9,00
TOTAL				782,63

Tabla 4.11 Accesorios y elementos de máquinas de la caja de engranajes.

El costo total de maquinado para el ensamble de la caja de engranajes es:

	ELEMENTO	Torneado (hr)	Fresado (hr)	Taladrado (hr)	Rectificado (hr)	Soldadura (hr)	CANT.	COSTO (S/.)
1	Estruc. der. caja de transmisión	0	5	2	2	2	1	1 060,00
2	Estruc. izq. caja de transmisión	0	5	2	2	2	1	1 060,00
3	Tapa caja de engranajes	0	2	1	0	0	1	230,00
4	Árbol de transmisión 01	4	1	0	0	0	1	300,00
5	Árbol de transmisión 02	5	1	0	0	0	1	350,00
6	Tapa del árbol de transmisión	2,5	0	1	0	0	4	620,00
7	Tapa de sellos	2	0	1	0	0	3	390,00
8	Conexión tipo brida	3	2	0	0	0	1	350,00
9	Engranaje recto	0	4	2	0	0	2	920,00
TOTAL								5 280,00

Tabla 4.12 Costo de maquinado de la caja de engranajes.

El costo total para el ensamble de la caja de engranajes es:

DESCRIPCIÓN	PESO (kg)	AREA (m ²)	P. UNIT (Soles/kg)	P. UNIT (Soles/m ²)	P. PARCIAL (Soles)
SUMNISTRO					
Acero Estructural	205,49		2,08		427,41
Accesorios y elementos de máquina					782,63
FABRICACIÓN Y/O HABILITACIÓN					
Maquinado y fabricación					5 280,00
ARENADO Y PINTADO					
Mano de obra costo de máquina		2,44E+01		11,70	285,35
TOTAL (NUEVOS SOLES)					6 775,39

Tabla 4.13 Costo total de la caja de engranajes.

4.3.1 Montaje

El montaje de la caja de engranajes es de la siguiente manera:

1. Se debe de ensamblar los árboles de transmisión 01 y 02 con sus respectivos elementos mecánicos tales como: engranajes rectos, chavetas paralelas, rodamientos y seguros Seeger.
2. A continuación se debe ingresar los árboles de transmisión por el la estructura derecha de la caja de transmisión para luego posicionar y montar la estructura izquierda que es el apoyo de los árboles de transmisión.
3. Instalar los sellos de retención, previamente lubricados teniendo en cuenta su posición final.
4. Llenar con aceite la caja de transmisión según la indicación dada en el plano de ensamble.
5. Colocar las tapas de los árboles, sellos y de la caja de transmisión

4.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Finalmente se suma los costos de los elementos principales, tren de laminación y la caja de engranajes. Los resultados se muestran a continuación.

	DESCRIPCIÓN	P. PARCIAL (Soles)	
1	Elementos principales	25 952,27	Ver tabla 4.4
2	Tren de Laminación	19 617,45	Ver tabla 4.8
3	Caja de engranaje	6 775,39	Ver tabla 4.12
	TOTAL	52 345,12	

Tabla 4.14 Costo total de la máquina

El costo total de la máquina es de S/. 52 345,12.

CONCLUSIONES

- a) Para el estudio de los procesos de deformación volumétrica, el proceso de laminado, presenta mayores ventajas que los procesos de forjado y extrusión debido a la capacidad de controlar y medir los parámetros de deformación, por lo tanto, la máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión, es la más versátil para el análisis de los procesos de deformación plástica en frío.
- b) El coeficiente de rozamiento μ entre el rodillo de laminación y la tira a deformar es primordial para estimar las fuerzas que se generan en el rodillo, tanto la fuerza de compresión como el momento torsor requerido para producir el trabajo. Si bien se desea un coeficiente de rozamiento relativamente pequeño ($\mu \ll 0,1$), no puede ser cero, ya que no habría forma de realizar el trabajo del rodillo a la lámina, tomando ciertas consideraciones de diseño se planteó lograr un coeficiente de rozamiento de $\mu = 0,1$.
- c) Se obtuvo la solución óptima a partir de la lista de exigencias, definiendo claramente la estructura de funciones, luego se elaboró el concepto solución (la matriz morfológica) para finalmente obtener tres conceptos de solución que fueron evaluados técnica y económicamente, para obtener como resultado la solución número tres.
- d) La máquina experimental que se plantea construir debe tener versatilidad para poder deformar distintos materiales no ferrosos, por lo que se eligió al Latón 7030, por sus mayores constantes K y n en comparación con otros materiales no ferrosos, como material de estudio para calcular la potencia máxima requerida por el motor.
- e) La máquina será capaz de deformar probetas en frío más de una vez, esto se logró al determinar los parámetros de coeficiente de resistencia K y el exponente de endurecimiento n para un latón deformado en frío previamente. Estas constantes se obtuvieron de las gráficas de esfuerzo-deformación presentadas en el libro de R.A Wilkins y E.S Bunn.

- f) De los casos presentados en la Fig. 3.2, se determinó que el caso más crítico es el caso IV, para una tira de doce milímetros de ancho el torque máximo requerido es de $487 N \cdot m$ y la fuerza máxima de compresión es de 120 kN.
- g) Al realizar el cálculo a la fatiga del rodillo de laminación se obtuvo como el menor factor de seguridad de 1,3, este valor es aceptable ya que la máquina no es para uso industrial, por lo tanto se asegura un diseño del rodillo para una vida infinita.
- h) La elección como instrumento de medición es un transductor de desplazamiento potenciométrico, el cual tiene una exactitud de $\pm 0,01mm$, este valor es aceptable en comparación con otras soluciones existentes en el mercado.
- i) El costo de fabricación de la máquina es de S/. 52 345,12 el precio de otras máquinas similares en el mercado bordean los S/.120 000,00, por lo tanto la construcción de este máquina experimental es económicamente factible.

