

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA ASTILLADORA DE  
TRONCOS**

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

**CARLOS ENRIQUE CAMPODÓNICO MORALES**

**ASESOR: Eliseo Benjamín Barriga Gamarra**

Lima, Diciembre del 2018

## RESUMEN

La leña es una fuente de energía empleada frecuentemente en zonas rurales o en lugares de escasos recursos. En el departamento de Ancash se obtiene leña a partir de los árboles de eucalipto debido a su abundancia y rápido crecimiento.

Dentro de los procesos que involucra la elaboración de leña, el astillado, el cual consiste en realizar un corte longitudinal al tronco seccionado de manera que exponen las fibras, es el proceso que presenta las mayores dificultades puesto que, para llevarlos a cabo, se utilizan hachas manuales que requieren de un gran esfuerzo físico y además de un tiempo considerable, lo que puede perjudicar a los trabajadores.

Es por esto que en el presente trabajo se diseñó una máquina hidráulica astilladora de troncos de eucalipto en el departamento de Ancash para acelerar dicho corte. Esta máquina procesa troncos cortados en tramos de 50 cm de longitud y diámetros variables entre 20 y 30 cm para obtener 4 partes simétricas las cuales serán utilizadas como leña.

El proyecto inició con la elaboración del estado del arte, el cual incluye como parámetro la fuerza necesaria para poder cortar el tronco para la cual se tuvo que realizar ensayos de corte variando las condiciones. El resultado del ensayo fue una fuerza mínima de 30000 N con una cuchilla de ángulo de  $30^\circ$  con poca influencia en el rango de diámetros. Luego, se elaboró la lista de exigencias en conjunto con representantes de los trabajadores de la zona. En base a la producción actual, se estimó la capacidad de la máquina astilladora a 450 troncos por día como mínimo.

Posteriormente se elaboró la estructura de funciones y la matriz morfológica a partir de las cuales se diseñaron los conceptos de solución y finalmente el proyecto preliminar óptimo. Una vez logrado este paso, se procedió a calcular y a dimensionar las piezas y equipos que involucra la máquina. Finalmente, se elaboraron los planos de despiece y ensamble, así como la lista de costos.

El resultado del proyecto fue una máquina astilladora la cual impulsa troncos con un cilindro hidráulico contra una cuchilla y que además cuenta con un sistema de alimentación de tronco. El elemento de corte tiene una forma de cruz y puede regular su altura de manera que el corte sea de cuatro partes simétricas con una capacidad mínima de 450 troncos de 50 cm de longitud. El costo total de la máquina asciende a USD 15715.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO : DISEÑO DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA ASTILLADORA DE TRONCOS

ÁREA : Diseño # 341

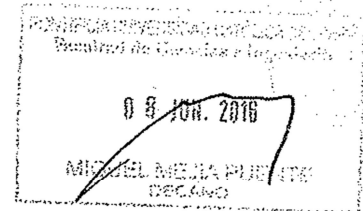
PROPUESTO POR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

ASESOR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

TESISTA : Carlos Enrique Campodónico Morales

CÓDIGO : 20101529

FECHA : 03 de junio del 2016



**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

En la provincia de Ancash, existe la necesidad del uso del combustible de madera para funciones domésticas como la de cocinar. Para ello se desea utilizar el recurso renovable de la madera de eucalipto presente en la zona, debido a la abundancia de esta especie y su rápido crecimiento. El procedimiento manual que se usa en la provincia para cortar la madera de eucalipto requiere actualmente de mucho esfuerzo y tiempo, lo que conlleva a una muy baja producción de leña.

Por ello se desea construir una máquina capaz de astillar troncos de eucalipto en el sentido de las fibras del tronco y así incrementar la producción de leña, así como reducir el esfuerzo físico excesivo de los trabajadores.

El objetivo principal de la tesis consiste en diseñar una máquina astilladora con la capacidad de procesar como mínimo 450 troncos de eucalipto de 50 cm de largo por día. Los objetivos específicos del proyecto consistirán en analizar el comportamiento de las fuerzas para el astillamiento y de esta manera definir la cuchilla a utilizar para el proceso; así como también la elaboración del sistema hidráulico y la estructura de soporte de la máquina.

Los alcances implicados en el proyecto son la elaboración de los planos de ensamble y despiece de la máquina, así como un estimado de costos para su fabricación.

BA



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA ASTILLADORA DE**  
**TRONCOS**

Introducción

1. Estado del arte
2. Elaboración del diseño
3. Diseño de la máquina
4. Planos
5. Estimación de costos

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo 100 páginas

Ing. Benjamín Barriga Gamarra  
Asesor

<b>Índice de Contenido</b>	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1: Estado del arte .....	3
1.1. Género Eucalyptus.....	3
1.2. Distribución geográfica y relevancia en el Perú.....	4
1.3. Características del eucalipto .....	4
1.4. Determinación de la fuerza de corte.....	5
1.5. Descripción del proceso de obtención de leña .....	8
1.6. Formas de realizar el astillado de los troncos.....	10
1.6.1. Hacha manual.....	10
1.6.2. Moto sierra.....	11
1.6.3. Astilladora de tornillo.....	12
1.6.4. Astilladora de cuña.....	12
1.7. Modelos de chuchillas para astilladoras de cuña:.....	14
1.7.1. Cuña de una etapa:.....	14
1.7.2. Cuña de dos etapas .....	15
1.7.3. Cuña de tres etapas.....	15
1.7.4. Cuña de dos filos .....	16
1.8. Lista de exigencias.....	17
CAPÍTULO 2 .....	19
2.1. Caja negra .....	19
2.2. Estructura de funciones.....	20
2.3. Matriz morfológica.....	21
2.4. Concepto de solución.....	21
2.6. Proyectos preliminares.....	28
2.7. Selección del proyecto preliminar óptimo .....	32
CAPÍTULO 3 .....	33
3.1. Descripción de la máquina cortadora .....	33
3.2. Canales de soporte .....	35
3.2.1. Canales principales.....	35
3.2.2. Canal secundario .....	37
3.3. Soporte de cuchilla.....	38
3.4. Soporte de cilindro .....	40
3.5. Cuchilla vertical y horizontal.....	42

3.6.	Uniones soldadas.....	43
3.6.1.	Unión de soporte de cuchilla .....	43
3.6.2.	Unión de soporte del cilindro.....	48
3.6.3.	Unión de cuchilla horizontal con cuchilla vertical.....	49
3.7.	Cálculo de uniones atornilladas.....	51
3.7.1.	Unión de soporte de cuchilla con estructura.....	51
3.7.2.	Unión atornillada de soporte de cilindro .....	62
3.7.3.	Unión atornillada de soporte de guía.....	63
3.7.4.	Unión atornillada de impulsor de tronco .....	68
3.8.	Estructura de soporte, soporte de mecanismo y mecanismo.....	69
3.8.1.	Estructura principal .....	70
3.9.	Circuito de potencia .....	72
3.10.	Diseño del sistema hidráulico .....	73
3.10.1.	Descripción del sistema hidráulico.....	73
3.10.2.	Descripción del diagrama eléctrico .....	74
3.10.3.	Cilindro .....	75
3.10.4.	Bomba.....	77
3.10.5.	Motor eléctrico.....	81
3.10.6.	Válvula limitadora de presión.....	82
3.10.7.	Válvula 4/3.....	83
3.10.8.	Dimensionamiento de tanque .....	84
3.10.9.	Filtros .....	85
3.10.10.	Mangueras hidráulicas.....	88
CAPÍTULO 4 .....		90
CAPÍTULO 5 .....		92
5.1.	Costo de componentes y equipos: .....	92
5.2.	Costo de tornillos piezas estandarizadas .....	93
5.3.	Costo de materiales y fabricación .....	94
CONCLUSIONES .....		97
RECOMENDACIONES .....		98
BIBLIOGRAFÍA .....		99

### Índice de Tablas

Tabla 1.1. Características de un tronco estándar para astillar .....	4
Tabla 1. 2. Parámetros y resultados del ensayo de corte .....	8
Tabla 1. 3. Lista de exigencias .....	17
Tabla 2. 1. Evaluación de conceptos de solución .....	28
Tabla 2. 2. Evaluación técnica de proyectos preliminares .....	31
Tabla 2. 3. Evaluación Económica de los conceptos de solución .....	32
Tabla 2. 4. Valor técnico y económico de cada proyecto y definición del proyecto óptimo .....	32
Tabla 3. 1. Lista de elementos de máquina astilladora de troncos.....	34
Tabla 3. 2. Esfuerzos calculados en los puntos críticos del cordón de soldadura .....	46
Tabla 3. 3. Esfuerzos calculados en los puntos críticos de la unión del soporte del cilindro.....	49
Tabla 3. 4. Esfuerzos calculados en los puntos críticos de la unión del soporte del cilindro.....	50
Tabla 3. 5. Constante de rigidez para tornillo M20 .....	54
Tabla 3. 6. Cálculo de reacciones en los tornillos .....	66
Tabla 3. 7. Cálculo de unión atornillada del soporte de guía .....	67
Tabla 3. 8. Cálculo de unión atornillada de impulsor de troncos.....	68
Tabla 3. 9. Lista de cargas aplicadas sobre el mecanismo.....	70
Tabla 3. 10. Características principales de la bomba SAUER DANFOSS .....	78
Tabla 3. 11. Tiempo de cada actividad de la máquina.....	80
Tabla 3. 12. Características del motor eléctrico del grupo motor-bomba .....	81
Tabla 3. 13. Curva de rendimiento de la válvula DNDC.....	84
Tabla 3. 14. Dimensiones de tanque de aceite según norma JIC.....	85
Tabla 3. 15. Grado de filtración Ikron .....	86
Tabla 3. 16. Filtro de retorno HF 547.....	87

Tabla 3. 17. Filtro de succión HF 410.....	87
Tabla 3. 18. Filtro de llenado HB 70 .....	88
Tabla 3. 19. Rangos de velocidades y velocidades seleccionadas para las mangueras .....	88
Tabla 3. 20. Selección de mangueras para las diferentes líneas hidráulicas .....	89
Tabla 4. 1. Lista de planos .....	90
Tabla 5. 1 Costo de equipos.....	92
Tabla 5. 2 Costo de equipos.....	93
Tabla 5. 3 Costo de materiales y fabricación.....	94





## Índice de Figuras

Figura 1. 1. Árbol de eucalipto (Fuente: Perú Grass).....	3
Figura 1. 2. Curva de fuerza en el cilindro versus desplazamiento del tronco [1].....	5
Figura 1. 3. Dimensiones de la cuchilla de 30° (izquierda) y de 40° (derecha).....	6
Figura 1. 4. Cuchillas fabricadas. Cuchilla de 30° (izquierda) y cuchilla de 40° (derecha) .....	6
Figura 1. 5. Montaje del ensayo de corte.....	7
Figura 1. 6. Gráfica de fuerza de corte [N] vs desplazamiento de la cuchilla [mm] a una velocidad de corte de 50 mm/min y con un diámetro de 29 mm y un ángulo de cuchilla de 40°.....	7
Figura 1. 7. Esquema de proceso de tumba de árbol [2] .....	9
Figura 1. 8. Descope de un árbol caído (Fuente: Fundación Biodiversidad).....	9
Figura 1. 9. Proceso de trozado de tronco (Fuente: Universidad de la República de Uruguay) .....	10
Figura 1. 10. Troncos astillados (Fuente: CLEMSON).....	10
Figura 1. 11. Hacha manual (Fuente: ERA).....	11
Figura 1. 12. Moto sierra (Fuente:South African Journal of Industrial Engineering) .....	11
Figura 1. 13. Astilladora de tornillo (Fuente: Hydrocut).....	12
Figura 1. 14. Astilladora de cuña hidráulica (Fuente: Oregon).....	13
Figura 1. 15. Esquema del principio de una astilladora de cuña mecánica (Fuente: Mother Earth News) .....	14
Figura 1. 16. Cuña de una etapa (Fuente: Stoltzfus Engine Repair).....	14
Figura 1. 17. Esquema de astilladora con soporte curvo [3] .....	15
Figura 1. 18. Esquema de astilladora de dos etapas [4] .....	15
Figura 1. 19. Cuchilla de tres etapas. Vista superior (izquierda) y vista isométrica (derecha) [5].....	16
Figura 1. 20. Cuña de dos filos (Fuente: Woodman Store).....	16

Figura 1. 21. Cuña de dos filos movil (izquierda) y pieza separadora de astillas de tronco estática (derecha) [6].....	17
Figura 2. 1. Caja negra.....	19
Figura 2. 2. Estructura de funciones.....	22
Figura 2. 3 Color de líneas de conceptos de solución .....	22
Figura 2. 4. Matriz morfológica .....	23
Figura 2. 5. Concepto de solución 1 .....	24
Figura 2. 6. Concepto de solución 2.....	24
Figura 2. 7. Concepto de solución 3.....	25
Figura 2. 8. Concepto de solución 4.....	26
Figura 2. 9. Concepto de solución 5.....	27
Figura 2. 10. Concepto de solución 6.....	27
Figura 2. 11. Proyecto preliminar 1.....	29
Figura 2. 12. Proyecto preliminar 2.....	30
Figura 2. 13. Proyecto preliminar 3.....	31
Figura 3. 1. Máquina cortadora de troncos .....	33
Figura 3. 2. Posiciones de la cuchilla en base al diámetro de tronco.....	34
Figura 3. 3. Mecanismo de regulación de altura de cuchilla .....	35
Figura 3. 4. Diagrama de cuerpo libre de la estructura de soporte .....	36
Figura 3. 5. Diagrama de fuerza normal y momento flector de la estructura de soporte .....	36
Figura 3. 6. DCL (derecha) y sección transversal (izquierda) del canal secundario.....	37
Figura 3. 7. Soporte de cuchilla.....	38
Figura 3. 8. DCL del soporte de la cuchilla y sección transversal .....	38
Figura 3. 9. Diagrama de fuerzas y momentos del soporte de la cuchilla.....	39
Figura 3. 10. Gráfica de esfuerzo equivalente (Mpa) vs Longitud de soporte (mm).....	40
Figura 3. 11. Soporte del cilindro.....	41

Figura 3. 12. DCL del soporte de cilindro .....	41
Figura 3. 13. Diagrama de fuerzas y momentos del soporte de cilindro.....	41
Figura 3. 14. Filo vertical y horizontal .....	42
Figura 3. 15. Filos para la cuchilla .....	43
Figura 3. 16. Geometría del cordón que une el soporte de la cuchilla a la plancha .....	44
Figura 3. 17. Diagrama de Smith (Modificado) .....	47
Figura 3. 18. Geometría del cordón que une el soporte del cilindro con la plancha .....	48
Figura 3. 19. Geometría del cordón que une el soporte de la cuchilla a la plancha .....	50
Figura 3. 20. Fuerzas aplicadas sobre la unión atornillada del soporte de cuchilla.....	52
Figura 3. 21. Comportamiento de las fuerzas de los tornillos pretensados.....	52
Figura 3. 22. Tramos del tornillo según norma VDI 2230.....	54
Figura 3. 23. Diagrama de fuerzas de tornillo y placas. [10] .....	57
Figura 3. 24. Fuerzas aplicadas sobre la unión atornillada del soporte de cilindro.....	63
Figura 3. 25. Unión de soporte de guía a la estructura .....	63
Figura 3. 26. Elementos que ejercen peso sobre la unión atornillada .....	64
Figura 3. 27. Fuerzas debido al efecto 1 .....	64
Figura 3. 28. Fuerzas debido al efecto 2. ....	65
Figura 3. 29. Fuerzas debido al efecto 4 .....	66
Figura 3. 30. Estructura soporte, soporte de mecanismo y mecanismo de la máquina astilladora de troncos .....	69
Figura 3. 31. DCL del mecanismo de admisión de troncos.....	70
Figura 3. 32. Estructura soporte de la máquina astilladora de troncos.....	71
Figura 3. 33. Esquema simplificado de la estructura soporte.....	71
Figura 3. 34. Esquema simplificado de la estructura soporte.....	72
Figura 3. 35. Circuito de potencia.....	73
Figura 3. 36. Esquema hidráulico del sistema .....	74
Figura 3. 37. Diagrama eléctrico del sistema.....	75

Figura 3. 38. Cilindro hidráulico $\phi$ 63 x $\phi$ 40 x 550.....	77
Figura 3. 39. Bomba SAUER DANFOSS modelo SNP2NN/8,0LN04AAP1B7B5NNNN/NNNNN.....	79
Figura 3. 40. Motor trifásico serie Y2.....	82
Figura 3. 41. Válvula limitadora de presión modelo RDBA. ....	82
Figura 3. 42. Esquema de la válvula 4/3 [8].....	83
Figura 3. 43. Válvula Sunhydraulics modelo DNDC.....	83
Figura 3. 44. Esquema de tanque según norma JIC.....	84
Figura 3. 45. Nomograma para la determinación de diámetros nominales (modificada) .....	89



### Lista de Símbolos

Símbolo	Descripción	Unidades
$A$	Área	$[mm^2]$
$A_{anular}$	Área de la sección anular	$[mm^2]$
$A_c$	Área de contacto entre tornillo y placa	$[mm^2]$
$A_{embolo}$	Área de émbolo	$[mm^2]$
$A_s$	Área crítica resistente	$[mm^2]$
$c$	Distancia al eje neutro	$[mm]$
$c_{Máx}$	Distancia máxima al eje neutro	$[mm]$
$c_{Máx-trac}$	Distancia máxima de tracción al eje neutro	$[mm]$
$c_{Máx-comp}$	Distancia máxima de compresión al eje neutro	$[mm]$
$C_{con}$	Constante de rigidez de conos de transmisión de esfuerzos	$[N/mm]$
$C_p$	Constante de rigidez de las placas	$[N/mm]$
$C_t$	Constante de rigidez del tornillo	$[N/mm]$
$D$	Diámetro del vástago	$[mm]$
$D_{ag}$	Diámetro del agujero	$[mm]$
$D_{mt-p}$	Diámetro medio entre tornillo y agujero de placa	$[mm]$
$D_{1con}$	Diámetro menor del cono que transmite los esfuerzos en la placa	$[mm]$
$D_{2con}$	Diámetro mayor del cono que transmite los esfuerzos en la placa	$[mm]$
$d_0$	Diámetro resistente del tornillo	$[mm]$
$d_1$	Diámetro de superficie de contacto de tornillo con placa	$[mm]$
$d_2$	Diámetro medio de la rosca	$[mm]$
$d_3$	Diámetro inferior de la rosca	$[mm]$
$d_{ext}$	Diámetro máximo de circunferencia encerrada en la placa	$[mm]$
$d_{máx}$	El diámetro máximo del tronco de cono	$[mm]$
$d_{mín}$	Diámetro mínimo del tronco de cono	$[mm]$
$d_{mín-emb}$	Diámetro mínimo de embolo de cilindro	$[mm]$
$d_{vast}$	Diámetro de vástago de cilindro	$[mm]$

$E$	Módulo de elasticidad del acero	$[N/mm]$
$F$	Fuerza de corte	$[N]$
$F_{as}$	Fuerza de asentamiento	$[N]$
$F_{Ax}$		
$F_{Az}$		
$F_{e1}$	Fuerza transversal del tornillo por el efecto 1	$[N]$
$F_{e4}$	Fuerza transversal del tornillo	$[N]$
$F_{ext}$	Fuerza externa	$[N]$
$F_{ext/p}$	Fuerza externa transmitida a la placa	$[N]$
$F_{ext/t}$	Fuerza externa transmitida a la placa	$[N]$
$F_{ext/t \text{ inf}}$	Fuerza externa inferior sobre el tornillo	$[N]$
$F_{ext/t \text{ sup}}$	Fuerza externa exterior sobre el tornillo	$[N]$
$F_{Mmáx}$	Fuerza de montaje máxima	$[N]$
$F_{Max/t}$	Fuerza máxima de trabajo sobre el tornillo	$[N]$
$F_{Mmin}$	Fuerza de montaje mínima	$[N]$
$F_{Res}$	Fuerza residual	$[N]$
$F_{tm}$	Fuerza media del tornillo	$[N]$
$F_{trans}$	Fuerza transversal	$[N]$
$F_x$		
$F_{x-alt}$	Fuerza alternante en el eje x	$[N]$
$F_{x-m}$	Fuerza alternante en el eje y	$[N]$
$F_z$		
$F_{z-alt}$	Fuerza alternante el eje z	$[N]$
$F_{z-m}$	Fuerza media en el eje z	$[N]$
$F_1$	Fuerza en la fila de tornillos 1	$[N]$
$F_2$	Fuerza en la fila de tornillos 2	$[N]$
$F_3$	Fuerza en la fila de tornillos 3	$[N]$
$FS$	Factor de seguridad	-
$FS_1$	Factor de seguridad por condición de fatiga 1	-
$FS_2$	Factor de seguridad por condición de fatiga 2	-
$i$	Radio de giro	$[mm]$
$I$	Inercia	$[mm^4]$
$I_y$	Inercia respecto al eje y	$[mm^4]$

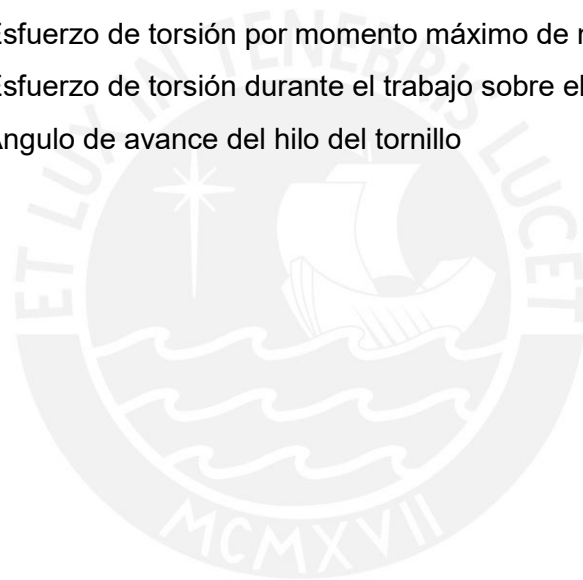
$k_t$	Factor de volumen de tanque hidráulico	-
$L_p$	Longitud de pandeo	[mm]
$L_{p-p}$	Longitud entre placas	[mm]
$L_{sop-cuch}$	Longitud desde el la base del soporte de cuchilla hacia la fuerza de corte	[mm]
$L_1$	Distancia entre la fila 1 y el centroide de la unión atornillada	[mm]
$L_2$	Distancia entre la fila 2 y el centroide de la unión atornillada	[mm]
$L_3$	Distancia entre la fila 3 y el centroide de la unión atornillada	[mm]
$M_{Ajuste}$	Momento de ajuste de tornillo	[N.mm]
$M_{alt}$	Momento flector alternante	[N.mm]
$M_{e2}$	Momento generado por el efecto 2	[N.mm]
$M_{e4}$	Momento generado por el efecto 4	[N.mm]
$M_f$	Momento flector	[N.mm]
$M_{fp-t}$	Momento requerido para vencer la fricción entre placa y tornillo	[N.mm]
$M_{guía}$	Momento generado en las guías	[N.mm]
$M_m$	Momento flector medio	[N.mm]
$M_{tM}$	Momento de montaje	[N.mm]
$M_2$		
$n$	Velocidad de giro	[rev/min]
$n_f$	Esfuerzo de flexión en el cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$n_{f-alt}$	Esfuerzo de flexión alternante en el cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$n_{f-m}$	Esfuerzo de flexión medio en el cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$n'_{f-alt}$	Esfuerzo de flexión alternante corregido en el cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$p$	Presión	[Mpa]
$p_{adm}$	Presión admisible	[Mpa]
$p_{trab}$	Presión establecida para el sistema hidráulico	[bar]
$P$	Potencia	[kW]
$q$	Carga distribuida	[N/mm]
$Q$	Caudal	[L/min]

$Q_{avance}$	Caudal de avance del cilindro	[L/min]
$Q_{avance\ bomb}$	Caudal de avance de la bomba	[L/min]
$t_a$	Esfuerzo cortante perpendicular a la longitud del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t_{a-alt}$	Esfuerzo cortante alternante perpendicular a la longitud del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t_{a-m}$	Esfuerzo cortante medio perpendicular a la longitud del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t_{cil}$	Tiempo de movimiento de cilindro	[s]
$t_{cil-avance}$	Tiempo de avance del cilindro	[s]
$t_{cil-retroceso}$	Tiempo de retroceso del cilindro	[s]
$t_n$	Esfuerzo cortante perpendicular a la cara del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t_{n-alt}$	Esfuerzo cortante alternante perpendicular a la cara del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t_{n-m}$	Esfuerzo cortante medio perpendicular a la cara del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t_{total}$	Tiempo total de procesamiento de un tronco	[s]
$t'_{a-alt}$	Esfuerzo cortante alternante corregido perpendicular a la longitud del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$t'_{n-alt}$	Esfuerzo cortante alternante corregido perpendicular a la cara del cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$T$	Torque	[N.m]
$V_p$	Desplazamiento volumétrico	[cc/rev]
$V_{p\ bomb}$	Desplazamiento volumétrico de la bomba	[cc/rev]
$V_{tanque}$	Volumen de tanque	[L]
$Vel$	Velocidad del cilindro	[mm/s]
$Vel_{avance}$	Velocidad de avance del cilindro	[mm/s]
$Vel_{retorno}$	Velocidad de retroceso del cilindro	[mm/s]
$W_{guía}$	Peso del carro de guía	[N]
$W_{imp}$	Peso del impulsor de troncos	[N]
$W_{pal\ 1}$	Peso de palanca 1	[N]
$W_{pal\ 2}$	Peso de palanca 2	[N]
$W_{plat}$	Peso de plataforma	[N]



$W_{rampa}$	Peso de rampa de ingreso	[N]
$W_{riel}$	Peso del riel de guía	[N]
$W_{sop-guía}$	Peso de soporte de guía	[N]
$W_{tronco}$	Peso de tronco	[N]
$\bar{x}$	Centroide de la sección en el eje x	[mm]
$\alpha$	Ángulo formado entre los flancos del diente del tornillo	°
$\alpha_A$	Factor de ajuste	-
$\gamma$	Ángulo de cono de distribución de esfuerzos en la plancha	-
$\delta_{as}$	Deformación por asentamiento total	[ $\mu m$ ]
$\delta_{cabeza}$	Deformación por asentamiento entre cabeza y placa	[ $\mu m$ ]
$\delta_{hilos}$	Deformación por asentamiento entre hilos	[ $\mu m$ ]
$\delta_{placas}$	Deformación por asentamiento entre placas	[ $\mu m$ ]
$\delta_{tuerca}$	Deformación por asentamiento entre tuerca y placa	[ $\mu m$ ]
$\delta_1$	Deformación en la fila 1	[mm]
$\delta_2$	Deformación en la fila 2	[mm]
$\delta_3$	Deformación en la fila 2	[mm]
$\eta_{hm}$	Eficiencia hidromecánica	-
$\eta_{tot}$	Eficiencia del sistema hidráulico	-
$\eta_v$	Eficiencia volumétrica	-
$\lambda$	Grado de esbeltez	-
$\mu$	Coefficiente de fricción en los dientes del tornillo	-
$\mu_{t-p}$	Coefficiente de fricción entre tornillo y placa	-
$v$	Factor de carga estática	-
$v_{1c}$	Factor de concentración de esfuerzos por flexión	-
$v_{1f}$	Factor de concentración de esfuerzo por flexión	-
$v_2$	Factor de calidad de la unión	-
$\rho'$	Ángulo de fricción de acero	°
$\sigma_{0.2}$	Esfuerzo de deformación del 0.2 por ciento	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_A$	Límite a la fatiga	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_a$	Resistencia a la fatiga	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{adm}$	Esfuerzo admisible	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{a/t}$	Esfuerzo alternante sobre el tornillo	[N/mm <sup>2</sup> ]

$\sigma_B$	Esfuerzo máximo de tracción	$[N/mm^2]$
$\sigma_{eq}$	Esfuerzo equivalente	$[N/mm^2]$
$\sigma_{eq-m}$	Esfuerzo equivalente medio	$[N/mm^2]$
$\sigma_{eq-alt}'$	Esfuerzo equivalente alternante corregido	$[N/mm^2]$
$\sigma_f$	Esfuerzo de flexión	$[N/mm^2]$
$\sigma_M$	Esfuerzo normal por fuerza máxima de montaje	$[N/mm^2]$
$\sigma_N$	Esfuerzo por fuerza normal	$[N/mm^2]$
$\sigma_{m\acute{a}x/t}$	Esfuerzo normal por fuerza máxima de trabajo sobre el tornillo	$[N/mm^2]$
$\tau_c$	Esfuerzo cortante	$[N/mm^2]$
$\tau_M$	Esfuerzo de torsión por momento máximo de montaje	$[N/mm^2]$
$\tau_{t.trab}$	Esfuerzo de torsión durante el trabajo sobre el tornillo	$[N/mm^2]$
$\varphi$	Ángulo de avance del hilo del tornillo	$^{\circ}$



## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el desarrollo a nivel mundial depende de diversas fuentes energéticas. La fuente que genera la mayor cantidad de energía y la más consumida es el petróleo. Sin embargo, existen zonas alrededor del mundo las cuales, debido a sus escasos recursos o por tratarse de zonas no urbanas, difícilmente disponen de formas de aprovechar dicho combustible. Para ellos, una fuente alternativa que se consume es la biomasa, principalmente leña. Si bien la leña no puede producir una cantidad de energía similar a la de los combustibles fósiles por unidad de masa, las necesidades de las zonas rurales permiten poder aprovechar la leña para abastecer necesidades básicas como cocinar alimentos.

Según estudios de OSINERGMIN, en las zonas rurales del Perú prima el consumo de biomasa para cocinar alimentos. Para ello se utiliza leña a partir de diversas especies de árboles dependiendo de la abundancia de estas. En el departamento de Ancash se dispone de una gran cantidad de hectáreas de eucalipto las cuales actualmente son procesadas como madera rolliza, madera aserrada, y leña. El eucalipto presenta una facilidad para crecer rápidamente en el ambiente, lo cual lo hace una especie adecuada para ser procesada.

Los procesos para obtener leña son los siguientes: primero es el talado, en el cual se realiza un corte transversal en forma de “v” y un corte fino en el lado opuesto que provoca la caída del árbol; el descopado, por el cual se cortan las ramas alrededor del tronco ya caído; el trozado, mediante el cual se realizan cortes transversales a lo largo del tronco; y finalmente el astillado, con el que se corta longitudinalmente para obtener trozos transportables y lo suficientemente secos para encender fácilmente.

El problema que se presenta en el lugar mencionado es que la manera de realizar los trabajos es utilizando herramientas manuales como hachas, las cuales requieren de un alto esfuerzo humano. Otros problemas presentes en el procesamiento de leña son los riesgos de accidentes, las posturas incómodas para el trabajador y la baja producción. Es por esta razón que se desea aumentar la velocidad de producción y reducir el trabajo manual para evitar riesgos. Todo esto enfocándose en el proceso de astillado.

Para solucionar este problema se propone diseñar una máquina astilladora de troncos capaz de poder realizar cortes de troncos de forma longitudinal en cuatro trozos. Buscando generar un aumento en la productividad y en la comodidad de los

trabajadores. Además, deberá de contar con la capacidad de cortar troncos secos y húmedos.

El sistema que se propone para realizar el proyecto es un sistema hidráulico debido a que requiere piezas mecánicas menos robustas y sus piezas son más fáciles de reemplazar, así como menos elementos que requieran mantenimiento.

Como objetivo principal del proyecto se plantea diseñar una máquina hidráulica astilladora de troncos en 4 partes con capacidad mínima de 450 troncos ya trozados de eucalipto por día. Dichos troncos tendrán longitud de 50 cm y diámetro variable entre 20 y 30 cm. Para lograrlo se seguirán los siguientes objetivos específicos: determinar la fuerza necesaria para cortar un tronco de eucalipto de manera longitudinal a través de ensayos experimentales, describir el comportamiento de las fuerzas de compresión a lo largo del tronco, definir los parámetros de operación de la máquina, calcular los esfuerzos aplicados en la cuchilla, diseñar el sistema hidráulico de la máquina y seleccionar sus componentes, diseñar el sistema eléctrico de potencia y control, diseñar la estructura de soporte de la máquina, elaborar los planos de ensamble y despiece de la máquina, y elaborar una lista de costo de materiales.

En el primer capítulo de la tesis se mencionará características del eucalipto, así como los métodos manuales de corto, así como maquinarias y equipos. Además, se mostrará la lista de exigencias que debe satisfacer el diseño del equipo.

En el segundo capítulo se mostrará la elaboración del proyecto óptimo utilizando la metodología de diseño junto con la recomendación de la norma VID 2221. La selección se verá influenciada bajo criterios de ergonomía y bajo recomendaciones técnicas. Este capítulo finalizará con la elaboración del proyecto preliminar.

En el tercer capítulo se realizarán la selección de equipos, así como los cálculos correspondientes a las piezas que conformarán la máquina astilladora tanto por cargas estáticas como dinámicas.

En el cuarto capítulo se realizará el listado de los planos de ensamble, planos de despiece.

Finalmente, en el quinto capítulo se elaborará la lista de costos aproximados de elementos seleccionados y elementos fabricados.

## CAPÍTULO 1

### Estado del Arte

#### 1.1. Género Eucalyptus

El eucalipto (*Eucalyptus*) es un género de tanto árboles como arbustos y pertenece a la familia de los Myrtaceae, dentro de las cuales existen más de 500 especies alrededor del mundo.

Entre sus características se encuentran las siguientes: Es una especie de crecimiento rápido puede medir hasta 2.5 m de diámetro y alcanzar alturas de hasta 90 metros, lo cual las hace una de las especies más altas del mundo. Además, su árbol puede poseer un solo tronco principal o dividirse en 2 troncos a una cierta altura. Alrededor del cual, sus ramas se distribuyen de manera compacta. También su madera es categorizada como dura debido al grueso espesor de las paredes de sus células. Además, son árboles altamente resistentes a la sequía.

La madera de esta especie es utilizada en diversas partes del mundo como madera de carpintería, leña, carbón y como materia prima de la industria papelera. Además, su corteza también puede ser utilizada para el curtido del cuero.



Figura 1. 1. Árbol de eucalipto (Fuente: Perú Grass)

## 1.2. Distribución geográfica y relevancia en el Perú

Esta planta es originaria de Australia. A inicios del siglo XIX, fue exportada hacia Europa y América como plantas de exhibición para jardines y, a través del tiempo, fue expandiéndose a diversos terrenos forestales alrededor del mundo. La India y Sudamérica son las zonas geográficas donde se han producido plantaciones más cuantiosas.

Según la FAO, las inversiones del Estado en plantaciones en diferentes regiones del Perú produjeron un gran número de hectáreas de árboles, como por ejemplo 61208 ha en la provincia de Ancash de las cuales mayor parte (aproximadamente el 95%) corresponden a plantaciones de Eucalyptus Globulus.

Según el MINAG, en la provincia de Ancash, donde se instalará la máquina desarrollada, se consumieron 3,436.55 m<sup>3</sup> de Eucalipto en el año 2012 para productos de madera aserrada lo cual está por encima de cualquier otra especie. Asimismo, hubo un consumo de 55,760.82 m<sup>3</sup> para productos de madera rolliza en ese mismo año.

## 1.3. Características del eucalipto

El género Eucalyptus es conocido por ser una especie agresiva con el ambiente ya que sus raíces absorben bastante agua, lo cual esteriliza el terreno, además de las sustancias tóxicas, entre ellas el eucaliptol, las cuales son emanadas desde su corteza y elevan el nivel de acidez del suelo perjudicando el crecimiento de las demás especies. Su capacidad de crecer de forma veloz con respecto a otras especies le permite abastecer demandas de leña sin perjudicar otras plantaciones.

Las características de un tronco estándar listo para ser astillado se mostrarán en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Características de un tronco estándar para astillar

Diámetro [mm]	200-300
Longitud [mm]	500
Peso [kg]	10 - 26
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	750 - 850

#### 1.4. Determinación de la fuerza de corte

Para la elaboración del presente proyecto, se requiere determinar la carga necesaria con la cual se puede partir un tronco con una cuña. Para ellos se recurrió a una investigación de Ján Kováč, Jozef Krilek, Marián Kučera y de Štefan Barčík [1]. En dicha investigación se grafica el comportamiento de la fuerza de corte a lo largo del recorrido del tronco y se mostró que existen 3 etapas, las cuales se muestran en la figura 1.2. En la primera etapa la cual abarca  $1/20$  de la longitud total aproximadamente (tramo  $l_1$ ), la fuerza se comporta de manera proporcional a la distancia recorrida de la cuchilla ya que esta penetra entre las fibras del tronco hasta alcanzar un valor máximo. En la siguiente etapa, la fuerza decrece a lo largo del recorrido de la cuchilla con una tendencia inversa a la primera etapa y termina en aproximadamente  $1/10$  de la longitud del tronco. En la etapa final, la cual dura aproximadamente hasta  $1/6$  de la longitud del tronco (tramo  $l_2$ ), la fuerza tiende a ser constante hasta terminar de cortar el tronco. Además, se sabe que existe una influencia sobre la fuerza de partición del tronco por parte del ángulo de incidencia de la cuchilla.

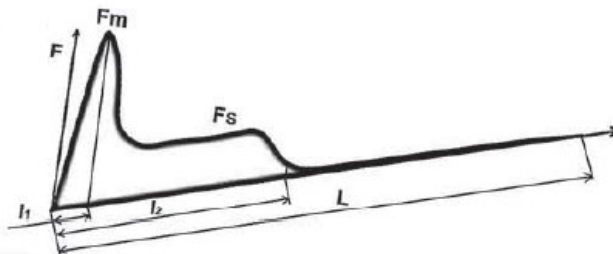


Figura 1. 2. Curva de fuerza en el cilindro versus desplazamiento del tronco [1]

Para poder determinar la fuerza y analizar la influencia del ángulo de incidencia se realizaron ensayos en la máquina Zwick de tracción en el laboratorio de materiales de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP. Esta máquina cuenta con una capacidad de carga máxima de 25 toneladas. De acuerdo con el estudio, un ángulo muy pequeño permite una mayor facilidad de penetración hacia el tronco; sin embargo, el tronco se adhiere más al tronco al final de la carrera, lo que puede dificultar la descarga del tronco procesado; por otro lado, un ángulo medio requeriría de una mayor fuerza con el beneficio de una mayor facilidad de separación de las piezas, de manera que se podría abrir el tronco incluso antes de que se termine la carrera. Debido a que se desea facilitar la salida del tronco se diseñaron dos cuchillas de ángulos medios,  $30^\circ$  y  $40^\circ$ , con una

longitud de 120 mm y se montaron en la prensa. Para este ensayo se cortaron cuatro troncos de eucalipto de 50 cm de longitud. Para cada modelo de cuchilla se ensayaron dos troncos.

Las dimensiones y fotografías de las cuchillas y la forma en la que se realizaron los ensayos se muestran en las figuras 1.3, 1.4 y 1.5 respectivamente.

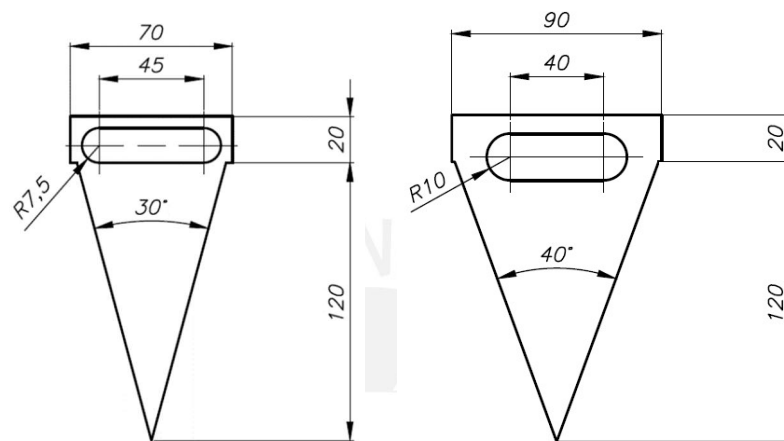


Figura 1. 3. Dimensiones de la cuchilla de 30° (izquierda) y de 40° (derecha)



Figura 1. 4. Cuchillas fabricadas. Cuchilla de 30° (izquierda) y cuchilla de 40° (derecha)

Debido a la geometría de la máquina, no se logró cortar completamente los troncos. El recorrido promedio de cada ensayo fue entre 30-40 mm. Sin embargo, la distancia establecida fue suficiente para mostrar un valor máximo indica la investigación mencionada anteriormente. En la figura 1.6 se muestra el comportamiento de la fuerza de corte del ensayo N°1.





Figura 1. 5. Montaje del ensayo de corte

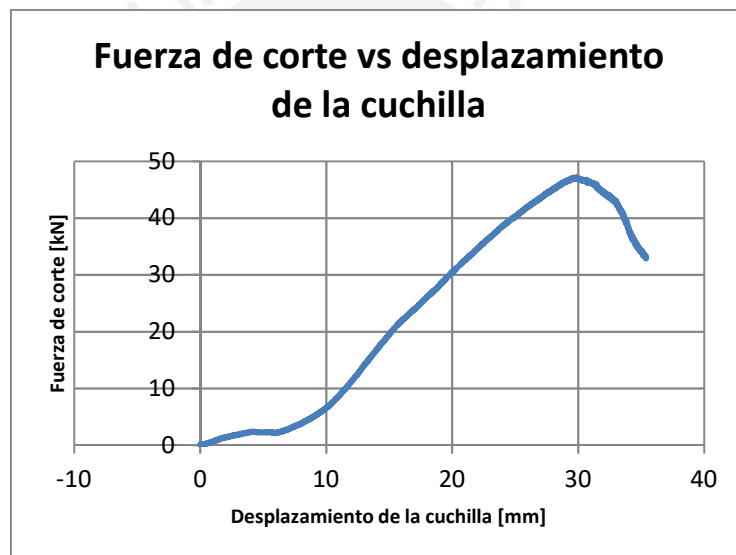


Figura 1. 6. Gráfica de fuerza de corte [N] vs desplazamiento de la cuchilla [mm] a una velocidad de corte de 50 mm/min y con un diámetro de 29 mm y un ángulo de cuchilla de 40°

Debido a que los diámetros de los troncos son irregulares, se identificaron los diámetros máximos y mínimos de cada tronco. Cada cuchilla se usó para cortar dos troncos, uno con el filo en contacto con el diámetro máximo y otro con el diámetro mínimo, de esta manera se trata de establecer extremos en los rangos de diámetros de contacto.

Los dos primeros ensayos se realizaron con la cuchilla de 40°. En el ensayo N°1 se trabajó con un tronco de diámetro de contacto de 29 mm a una velocidad de 50 mm/min y se obtuvo una fuerza máxima de 47.1 kN. El ensayo N°2 se realizó con un tronco de

23 mm de diámetro medio a una velocidad de 700 mm/min y se obtuvo una fuerza máxima de 71.02 kN. Con ellos se infirió que existe una relación directa considerable entre la velocidad de corte y fuerza de corte.

Manteniendo esa velocidad se realizaron los ensayos N° 3 y 4 con la cuchilla de 30° y variando el diámetro de contacto de los troncos de 29 y 21 mm. Se obtuvieron fuerzas de 28.16 kN y de 29.9 kN respectivamente. A pesar de que estos últimos ensayos fueron con troncos de diámetros diferentes se mostró poca influencia por la variación de este parámetro.

A partir de los resultados obtenidos, se deduce que un ángulo de cuchilla de 30° reduce la carga considerablemente por lo que se elige dicho ángulo como el ángulo de la cuchilla de la máquina.

Los resultados obtenidos en el ensayo se muestran en la tabla 1.2 y los gráficos de cada ensayo se muestran en el anexo 1.

Tabla 1. 2. Parámetros y resultados del ensayo de corte

Número de ensayo	Ángulo de cuchilla (°)	Diámetro de contacto (cm)	Fuerza crítica (kN)	Distancia en la cual la fuerza es máxima (mm)	Porcentaje de longitud (%)	velocidad (mm/min)
1	40	29	47.1	29.67	5.9	50
2	40	23	71.02	20.83	4.2	700
3	<b>30</b>	29	<b>28.16</b>	30.15	6.0	700
4	<b>30</b>	21	<b>29.9</b>	26.6	5.8	700

### 1.5. Descripción del proceso de obtención de leña

La secuencia de procesos para obtener leña de un árbol es la siguiente:

#### Tumba

También conocido como tala, es la actividad que consiste en realizar un corte cercano a la base del árbol. El corte debe ser orientado hacia la dirección de caída. El corte debe tener forma de V (muesca) apoyada horizontalmente. La longitud de este corte debe ser de un tercio del diámetro del tronco. En la parte posterior, se realiza un corte de caída de aproximadamente la mitad del diámetro del tronco. Apoyando una cuña sobre el corte de caída es como se logra el descenso del fuste en la dirección deseada [2]. El esquema del proceso se muestra en la figura 1.7.

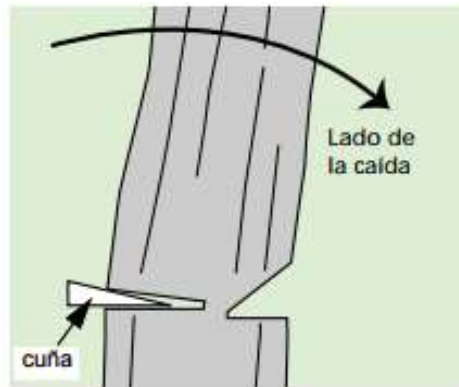


Figura 1. 7. Esquema de proceso de tumba de árbol [2]

### Descope

Este proceso consiste en cortar las ramas del árbol caído desde la base hasta el ápice. Las ramas se cortan en tramos dependiendo de su longitud. El proceso se muestra en la figura 1.8.



Figura 1. 8. Descope de un árbol caído (Fuente: Fundación Biodiversidad)

### Trozado

Consiste en marcar tramos de longitudes iguales a lo largo del tronco para luego cortar el tronco en dichas marcas en un sentido perpendicular a las fibras. Para este proceso es necesario conocer hacia dónde se desplazará el tronco una vez esté cortado para evitar accidente. Para el caso del Eucalipto en Ancash, se sabe que la longitud de los troncos trozados es de 50 cm. De esta forma se facilita el transporte manual del trabajador. El proceso de trozado se muestra en la figura 1.9.



Figura 1. 9. Proceso de trozado de tronco (Fuente: Universidad de la República de Uruguay)

### **Astillado**

En este proceso se realiza un corte paralelo al eje del tronco ya trozado con el fin de que sea menos pesado el transporte, además de generar una mayor área de combustión al momento de encender la leña. Para que la leña pueda encender, también es necesario que la humedad de la leña sea muy baja. Para ello es necesario dejar secar el tronco meses después de haberlo trozado. Un beneficio adicional del astillado es que las fibras internas del tronco se exponen y si esto se realiza después de trozar el tronco, el secado al aire libre se acelera considerablemente. El producto final se muestra en la figura 1.10.



Figura 1. 10. Troncos astillados (Fuente: CLEMSON)

### **1.6. Formas de realizar el astillado de los troncos**

A continuación, se mostrarán los métodos, elementos y máquinas usadas para la realización del proceso de astillado de los troncos, los cuales son los siguientes:

#### **1.6.1. Hacha manual**

Consiste en una cuchilla sujeta a una barra de madera por ajuste a presión, la cual se puede observar en la figura 1.11.

Es la forma que requiere de más esfuerzo para realizar el proceso de astillado. Consiste en una cuña de acero con un ángulo pronunciado unido por apriete a una barra con la cual es sujeta. Un trabajador coloca de forma vertical el tronco trozado; luego, sujetándola con las manos, se eleva de manera que la energía potencial se convierte en energía de deformación que separa las fibras internas del tronco. Se requieren de muchos impactos para poder separar totalmente las fibras del árbol. La ventaja de esta herramienta es su bajo costo y su fabricación sencilla; por otro lado, su principal desventaja es el gran empleo de energía de las personas que lo usan para cortar troncos y esto conlleva a una baja producción de troncos astillados.



Figura 1. 11. Hacha manual (Fuente: ERA)

### 1.6.2. Moto sierra

Este equipo utiliza energía de combustible para generar el desplazamiento de los dientes de sierra alrededor de una placa, se puede observar la máquina en la figura 1.12. El movimiento de los dientes de sierra al contacto con el tronco arranca pequeños trozos de madera, lo cual, a una alta velocidad de giro, permite una mayor facilidad en el corte. El principal problema de este equipo es el riesgo de corte de la persona que lo maneje.

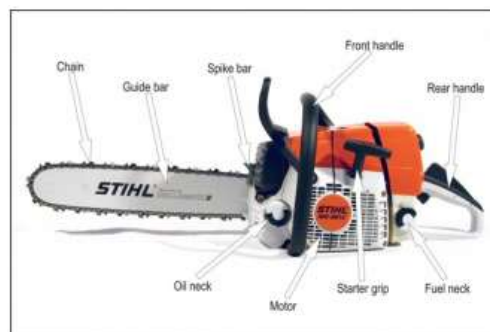


Figura 1. 12. Moto sierra (Fuente:South African Journal of Industrial Engineering)

### 1.6.3. Astilladora de tornillo

Consiste en una estructura en la cual el tronco se posiciona, manualmente por un operario, en contacto hacia la punta del tornillo accionado por un motor eléctrico. La penetración del tornillo abre la corteza del árbol y, el sentido de rotación ejerce una fuerza de atracción sobre el árbol hasta partirlo en dos, ella se puede observar en la figura 1.13. Este equipo tiene la característica de ser de sencillo diseño ya que solo requiere de un motor, una transmisión y un tornillo.

La principal ventaja de esta máquina es su simplicidad de diseño. Sin embargo, entre sus desventajas se encuentra su capacidad de partición debido a que solo puede partir en 2 partes un tronco y para obtener más particiones es necesaria una recirculación de las astillas obtenidas por el proceso anterior. Además, se requiere en gran parte de la manipulación y presión por parte del operador hacia el tornillo, lo cual puede percibirse como un riesgo para el mismo.



Figura 1. 13. Astilladora de tornillo (Fuente: Hydrocut)

### 1.6.4. Astilladora de cuña

La astilladora de cuña utiliza una fuente de energía para impulsar una plataforma de tal manera que impulsa el tronco trozado contra una cuña rígida. Así se genera la compresión y, en consecuencia, el corte del tronco. Una vez la plataforma recorra toda la longitud del tronco, las astillas se desprenderán de la cuchilla y serán trasladadas a recipientes. Existen también modelos que, en lugar de impulsar la plataforma, se impulsa la cuña y la plataforma es colocada de forma rígida.

Las ventajas de esta máquina es que permite una mayor cantidad de particiones por procesos. Esto se puede lograr cambiando la cuchilla por una en forma de cruz, asterisco, malla, etc. Además, permite el manejo remoto de los procesos a través de válvulas y mecanismos. También permite una mayor productividad debido a que no requiere de una manipulación directa del operador. Entre sus desventajas se encuentra el requerimiento de diversas piezas para poder obtener diferentes cortes.

Existen dos tipos de accionamiento para este tipo de máquinas:

### **Astilladora de troncos hidráulica**

Este equipo aplica la presión ejercida sobre un pistón por medio de un fluido para impulsar el tronco contra un hacha rígida ubicada al final de la carrera del pistón y así la compresión parte el tronco, como el mostrado en la figura 1.14. Esta máquina es más segura y ligera debido al empleo de elementos hidráulicos para el diseño los cuales requieren de menor mantenimiento.



Figura 1. 14. Astilladora de cuña hidráulica (Fuente: Oregon)

### **Astilladora de troncos mecánica**

El principio de corte es muy parecido al realizado por el cortador hidráulico, con la diferencia de que el accionamiento es por medio de un piñón que puede ser conectado con el brazo impulsor manualmente, como el mostrado en la figura 1.15. Es adecuado para altos requerimientos de producción a comparación de las máquinas anteriormente mencionadas.

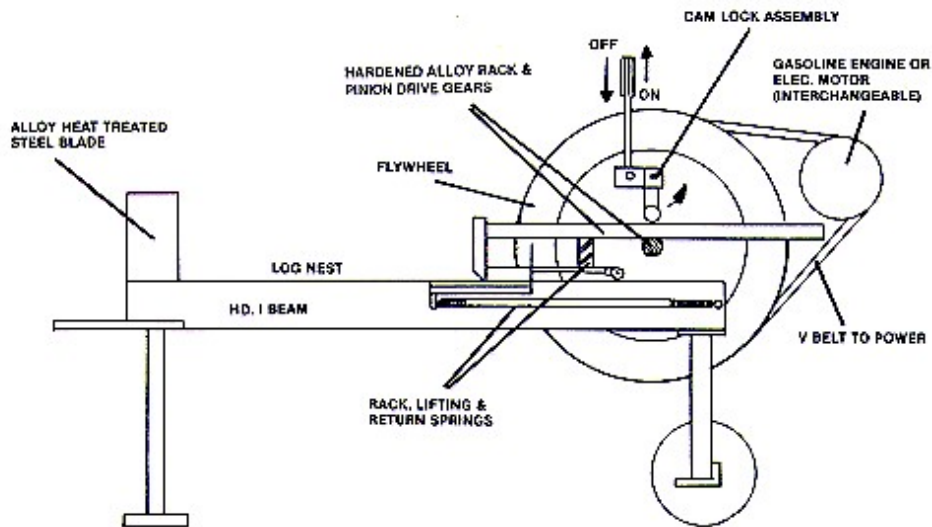


Figura 1. 15. Esquema del principio de una astilladora de cuña mecánica (Fuente: Mother Earth News)

### 1.7. Modelos de chuchillas para astilladoras de cuña:

En esta sección se mostrarán los diversos modelos de cuchillas existentes para realizar la función de astillado.

#### 1.7.1. Cuña de una etapa:

Consiste en un bloque de acero con un filo maquinado en un extremo y soldado en la guía del tronco, de forma tal que al empujar al tronco contra esta, se divida en dos pedazos del tronco. En la figura 1.16 se muestra el modelo de hacha.

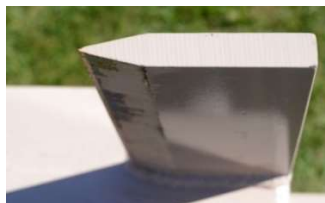


Figura 1. 16. Cuña de una etapa (Fuente: Stoltzfus Engine Repair)

Una variante del modelo es usar una cuña triangular en punta con una apertura más pronunciada que la de un hacha normal. Adicionalmente otra cuña con punta curva cumple la función de apoyo y facilita el efecto de corte de la cuña afilada, el esquema se puede observar en la figura 1.17.



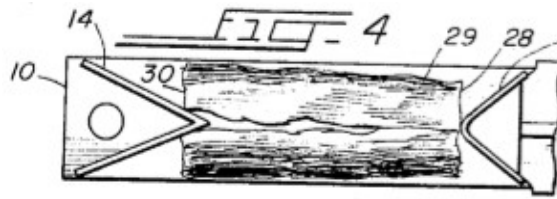


Figura 1. 17. Esquema de astilladora con soporte curvo [3]

### 1.7.2. Cuña de dos etapas

Otras variantes de este tipo de cuchilla se enfocan en variar la sección transversal con respecto al recorrido del tronco de tal manera que se pueda obtener una fuerza de corte reducida a partir de aumentos de ancho por el empuje lateral del tronco ya fragmentado. La forma en la que se realiza la partición del tronco bajo el efecto de esta cuña se muestra en la figura 1.18.

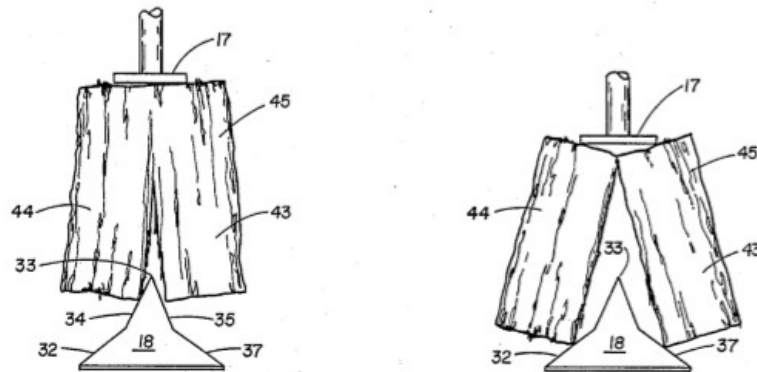


Figura 1. 18. Esquema de astilladora de dos etapas [4]

### 1.7.3. Cuña de tres etapas

En el caso de la cuña de tres etapas de expansión, se requiere un modelo más rígido ya que es posible que se generen deformaciones por la influencia de la fuerza del tronco sobre la cuña. Esta cuenta con una cuchilla corta y con unas placas que aumentan el ángulo de filo. Para evitar flexiones cuentan con una placa soldada por arriba que permite mayor rigidez de la pieza. Algunas recomendaciones de ángulos para este tipo de cuña es que en la primera etapa tenga un ángulo de  $22^\circ$ , mientras que para la segunda etapa la recomendación es de  $50^\circ$  aproximadamente, finalmente para la

tercera etapa se recomienda un ángulo de 95°. Estas etapas se pueden observar con detalle en la figura 1.19.

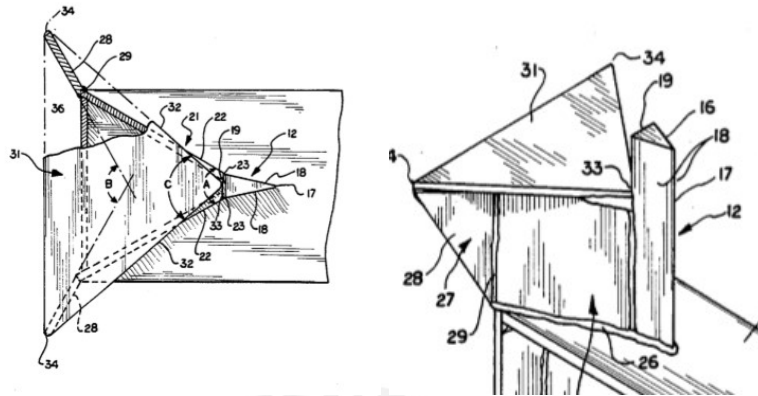


Figura 1. 19. Cuchilla de tres etapas. Vista superior (izquierda) y vista isométrica (derecha) [5]

#### 1.7.4. Cuña de dos filos

Estas cuñas son usadas básicamente para producir una mayor cantidad de trozos de leña, consiste en dos cuchillas unidas perpendicularmente entre sus filos, de manera que forman una cruz. Así el tronco se divide en cuatro partes de una sola carrera del pistón. Una versión simple es soldar dos cuchillas a una cuña de un solo filo de manera que se forme la cruz, ello se muestra en la figura 1.20.



Figura 1. 20. Cuña de dos filos (Fuente: Woodman Store)

Otra versión consiste en un filo principal con dos aletas atornilladas formando una cruz para permitir tanto cortes en dos piezas como en cuatro piezas. Este modelo puede ser utilizado como pieza móvil y la plataforma colocada de forma rígida. Además, cuenta con abolladuras en sus aletas con el fin de reducir la energía inicial de contacto y el diseño curvo asegura que el tronco no se mueva durante el proceso de corte. Al inicio del recorrido se cuenta con una pieza que cuenta con una ranura diseñada para que

ingrese toda la cuña y expulsar toda pieza de madera que tenga adherida y asegurar el desprendimiento del tronco al final del retorno, dicha pieza se muestra en la figura 1.21.

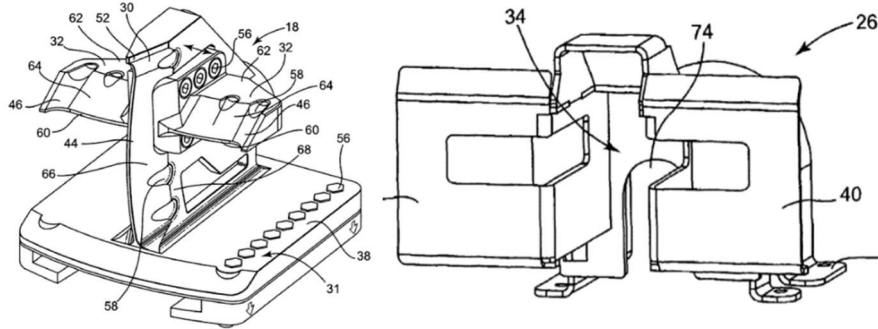


Figura 1. 21. Cuña de dos filos movil (izquierda) y pieza separadora de astillas de tronco estática (derecha) [6]

### 1.8. Lista de exigencias

Para empezar con el diseño de la máquina se deben definir, en primer lugar, los requerimientos de esta. Se realizó una clasificación de los requerimientos como exigencias y deseos de acuerdo a la prioridad asignada, se elaboró la lista mostrada en la tabla 1.3.

Tabla 1. 3. Lista de exigencias

Proyecto	Diseño de una máquina hidráulica astilladora de troncos		Revisado por: B.G.E.B.
			Elaborado por: C.E.C.M.
E	Categoría	Descripción	Responsable
D			
E	<b>Función Principal</b>	Astillar troncos de eucalipto trozados a 50 cm de longitud tanto secos como húmedos con una capacidad mínima de 450 troncos/día	C.E.C.M
E	<b>Materia prima</b>	Troncos de eucalipto de longitudes de 50 cm con diámetros máximos de 30 cm y mínimos de 20 cm en estado húmedo o seco.	C.E.C.M
E	<b>Producto</b>	4 trozos longitudinales de leña por cada tronco procesado. Estos trozos deben ser lo más simétricos posible.	C.E.C.M
E	<b>Geometría</b>	La máquina deberá ser lo más compacta posible	C.E.C.M
E	<b>Potencia</b>	La potencia será entregada por un motor eléctrico.	C.E.C.M

E	<b>Mantenimiento</b>	El mantenimiento debe ser sencillo volviendo accesible cada pieza de la máquina.	C.E.C.M
E	<b>Seguridad</b>	El diseño tomará seguirá indicaciones de norma SS-EN 609-I, la cual menciona consideraciones de seguridad en el manejo de la máquina. Además, la máquina no perjudicará con ruido mayor a 80 dB o vibraciones considerables a su entorno. Finalmente, la máquina debe poseer un sistema de alineamiento del centro del tronco con la cuchilla.	C.E.C.M
E	<b>Lugar</b>	El lugar de trabajo de la máquina será el departamento de Ancash.	C.E.C.M
E	<b>Maniobrabilidad</b>	El equipo debe ser sencillo de operar y con indicaciones de operación.	C.E.C.M
E	<b>Residuos</b>	Los residuos obtenidos después del proceso de astillado serán restos de madera.	C.E.C.M
E	<b>Mecanismo</b>	El corte será realizado por un mecanismo hidráulico.	C.E.C.M
E	<b>Forma de corte</b>	Se utilizará una cuña de penetración con un ángulo lo suficientemente amplio como para separar los cortes.	C.E.C.M
E	<b>Energía</b>	La energía será optimizada en base a la fuerza necesaria para partir en cuatro partes un tronco.	C.E.C.M
E	<b>Fuerza</b>	Se debe aplicar una fuerza, determinada por ensayos, para que el tronco se divida.	C.E.C.M
E	<b>Señales</b>	La máquina contará con indicadores de encendido, apagado y accionado. Estas señales deben ser de entendimiento para el operario.	C.E.C.M
E	<b>Montaje</b>	El ensamble y desensamble de la máquina debe ser fácil de realizar.	C.E.C.M
E	<b>Traslado</b>	La máquina debe poder ser instalada en elementos móviles como remolques o elementos rígidos.	C.E.C.M
E	<b>Plazo</b>	El plazo para entregar el proyecto será para el 25 de junio.	C.E.C.M.
E	<b>Costo</b>	El costo empleado no debe exceder a los 10 mil dólares.	C.E.C.M.
E	<b>Fabricación</b>	La máquina deber ser construida a partir de materiales accesibles y fabricables en talleres locales.	C.E.C.M
D	<b>Descarga</b>	La máquina descargara de manera adecuada los restos del proceso, así como el producto final.	C.E.C.M

## CAPÍTULO 2

### Elaboración del Diseño

En este capítulo se realizará el diseño de la máquina astilladora de acuerdo con la recomendación VDI 2221. Primero se definirán las entradas y salidas necesarias para la máquina y serán representadas en una caja negra. Luego se especificarán las funciones parciales que debe tener la máquina en la estructura de funciones. Posteriormente, a partir de cada función se construirá la matriz morfológica de Zwick. Con ello se obtendrá el concepto de solución óptimo, y finalmente el proyecto preliminar óptimo a partir del cual se realizarán los cálculos correspondientes en el siguiente capítulo.

#### 2.1. Caja negra

En esta parte se mostrarán las entradas y salidas de la máquina con el fin de sintetizar su función principal, la cual se muestra en la figura 2.1. La máquina se encargará de transformar tres entradas las cuales son: las señales, la materia prima y la energía.

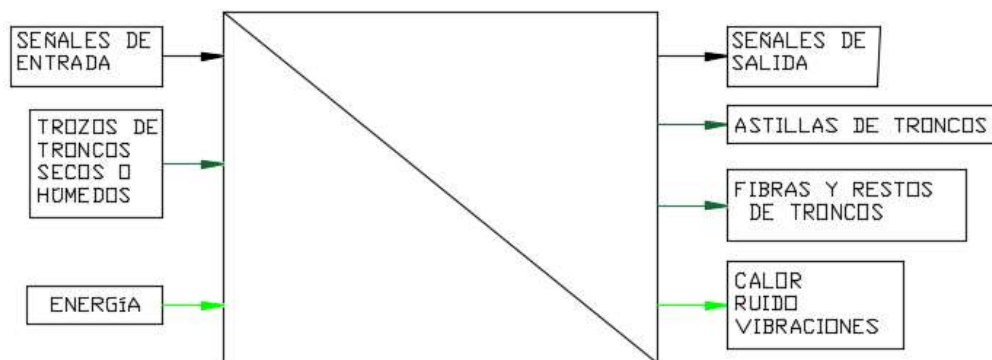


Figura 2. 1. Caja negra

La materia prima admitida serán troncos de eucalipto ya cortados por tramos de 50 cm. Dichos troncos pueden ser tanto secos como húmedos. Luego de que se realicen los procesos definidos en la máquina se obtendrá como salida el tronco astillado en cuatro partes; así como restos y fibras del tronco, los cuales deben ser separados y recogidos por los trabajadores.

## **2.2. Estructura de funciones**

Las funciones involucradas en la máquina serán las siguientes:

### **Transportar:**

El tronco de 50 cm extraído del lote almacenado y será trasladado hacia la posición de trabajo en la cual será cortado.

### **Sujetar:**

El tronco será soportado para fijar su posición y evitar movimientos que alteren la dirección del corte de la cuchilla en el proceso de corte. Esto es importante para que el corte se realice de manera longitudinal y correcta.

### **Alinear:**

Esta función consiste en hacer coincidir el centro de la sección del tronco con el centro de la cuchilla. Esta función es muy importante para poder lograr el corte de manera simétrica debido a que el diámetro del tronco oscila dentro de un rango que puede perjudicar la forma del corte.

### **Astillar:**

El tronco y la cuchilla entran en contacto y la presión aplicada entre ambos genera la partición del tronco.

### **Separar:**

Esta función permitirá que el producto final este en su mayor parte libre de restos pequeños del tronco producto de la fricción entre este y la cuchilla en el proceso de corte.

### **Descargar:**

En esta función el producto final será descargado en un recipiente y posteriormente extraído por un trabajador para su almacenamiento.

Una vez determinadas las funciones involucradas en la caja negra se procederá a construir la estructura de funciones la cual se muestra en la figura 2.2. En la imagen se

muestran tres líneas de flujo correspondientes a las entradas de señales, materia prima y energía; así como su respectiva distribución en cada función. Cabe mencionar también que después de realizarse el astillado, la línea de flujo se divide en dos líneas a partir de las cuales cada una tendrá su respectiva forma de descarga. Asimismo, la función control de procesos se encarga de relacionar las señales de entrada con las funciones y a partir de ello obtener las señales de salida. Adicionalmente, la función accionamiento permite el flujo de energía para realizar cada función y obtener como salida las pérdidas energéticas en diversas formas.

### **2.3. Matriz morfológica**

Una vez seleccionada la estructura de funciones se procederá a definir los posibles portadores para cada función y así elaborar la matriz morfológica la cual se muestra en la figura 2.4.

### **2.4. Concepto de solución**

El siguiente procedimiento consiste en elaborar conceptos de solución uniendo diferentes portadores de cada función. Las líneas que unirán los portadores para formar cada concepto se representan con un determinado color (Ver figura 2.3.) Se describirá cada uno de ellos y luego todos serán evaluados para obtener un concepto de solución óptimo.

#### **Concepto de solución 1**

El trabajador coloca el tronco sobre una plataforma elevadora la cual transportará el tronco hacia un soporte en forma de V. Una fuerza aplicada sobre el soporte de la cuchilla permite su alineamiento con el centro del tronco. El tronco es impulsado a lo largo del soporte y atraviesa la cuchilla en la cual es partido en cuatro partes iguales. Esas partes caen y son separadas de los restos por una maya formada por barras. Los operadores se encargan de recoger los troncos partidos y los restos caídos al final del trabajo. El concepto solución 1 se muestra en la figura 2.5.

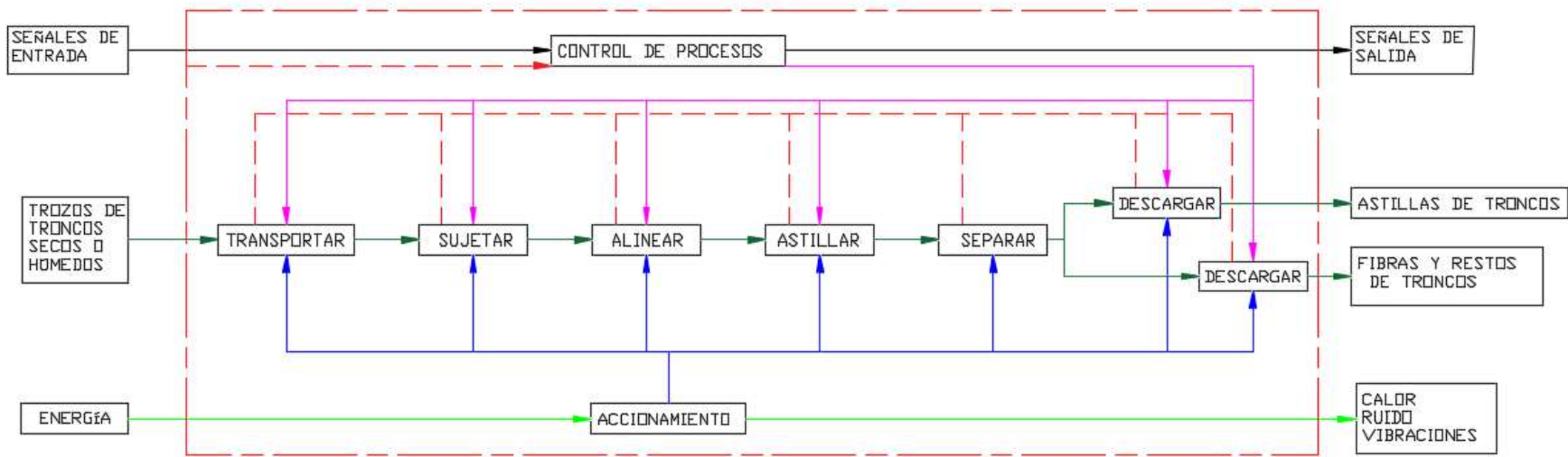


Figura 2. 2. Estructura de funciones

	concepto 1
	concepto 2
	concepto 3
	concepto 4
	concepto 5
	concepto 6

Figura 2. 3 Color de líneas de conceptos de solución



Función	Portadores				
Traladar					
	Deslizamiento	Fricción	Empuje	Palanca	Manual
Sujetar					
	Forma	Mordaza			
Alinear					
	Cuña	Tronco horizontal	Tronco vertical		
Astillar					
	Impulsar la cuña	Impulsar el tronco			
Separar astillas					
	Tamizado	Manual	Malla giratoria		
Descargar astillas					
	Elevación con cangilones	Deslizamiento	Impulso	Caída	
Descargar residuos					
	Deslizamiento	Impulso	Caída		

Figura 2. 4. Matriz morfológica

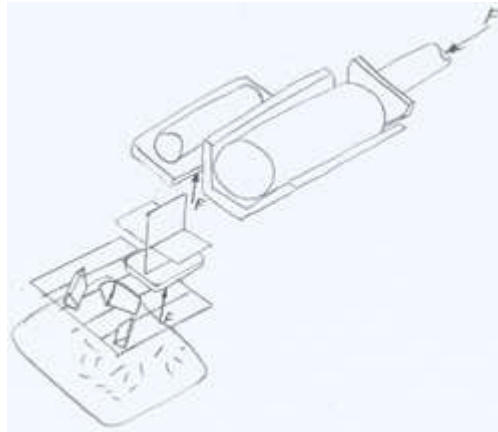


Figura 2. 5. Concepto de solución 1

### Concepto de solución 2

Los troncos son trasladados por el trabajador hacia un cargador que gira sobre un eje para elevar el tronco hacia el soporte estático en forma de V que alinea el tronco por forma. La fuerza externa moviliza el tronco de manera que la parte horizontal de la cuchilla se alinee con el centro del tronco. El tronco se impulsa contra la cuchilla y los trozos son descargados en una maya de barras inclinadas por las que caen los restos pequeños del corte y deslizan los trozos deseados. Los trabajadores recogen los troncos y al final del trabajo los restos. El concepto solución 2 se muestra en la figura 2.6.

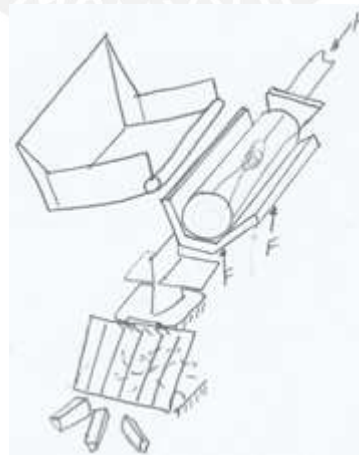


Figura 2. 6. Concepto de solución 2

### Concepto de solución 3

Los troncos son colocados manualmente en un cargador que girando lo eleva hacia un soporte en V que alinea el tronco de forma horizontal. Una fuerza externa moviliza la cuchilla de manera vertical para alinearla y obtener un corte simétrico. La cuchilla se impulsa en dirección al tronco y al comprimirlo contra una placa, se genera el corte. El soporte gira por medio de dos ejes ubicados en los extremos y se abre de manera que el tronco cae en una rampa lisa y los trabajadores, al recoger los troncos, separan los restos y almacenan el producto final. El concepto solución 3 se muestra en la figura 2.7.

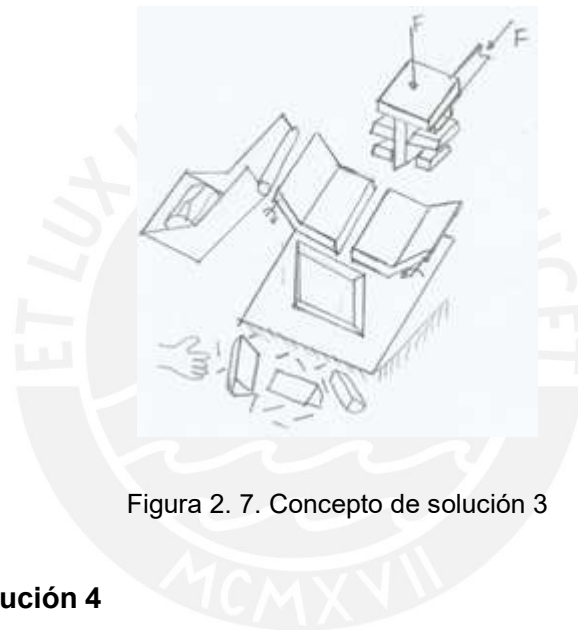


Figura 2. 7. Concepto de solución 3

### Concepto de solución 4

El tronco desliza por una rampa hacia una superficie plana. El mismo es sujetado por dos placas impulsadas horizontalmente. El soporte del tronco alinea el centro de este con los filos horizontales de la cuchilla a través una fuerza externa aplicada en la plataforma. La cuchilla es impulsada realizando el corte del tronco. Una vez partido el tronco, la placa posterior a la cuchilla retira los trozos adheridos a la cuchilla durante el retorno. las placas de sujeción desplazan los restos horizontalmente hacia una rampa conformada por barras que separaran las partes deseadas de los troncos. El producto final será recogido por el trabajador para su almacenamiento. El concepto solución 4 se muestra en la figura 2.8.

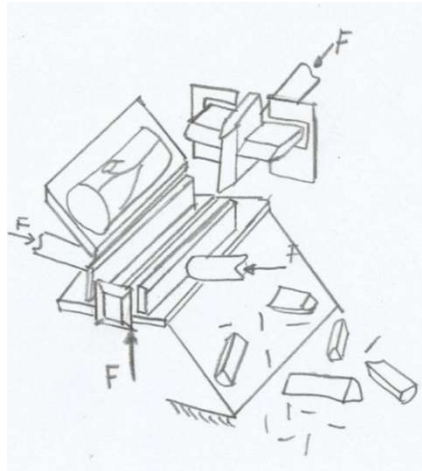


Figura 2. 8. Concepto de solución 4

### Concepto de solución 5

Una fuerza inclinada hacia arriba impulsa los troncos más cercanos y los desliza por una rampa hasta caer en el soporte en forma de V y así se logra el alineamiento horizontal verticalmente. Una fuerza externa actuando sobre la cuchilla alinea a esta horizontalmente con el centro del tronco. El cilindro impulsa al tronco hacia la cuchilla y de esta forma se genera el corte. Los trozos generados serán separados de las fibras y restos por medio de una malla de forma cilíndrica que al girar traslada los trozos hacia la zona de descarga mientras que los restos son removidos. El concepto solución 5 se muestra en la figura 2.9.

### Concepto de solución 6

Los troncos son almacenados verticalmente y separados manualmente para ser llevados y alineados hacia una faja. Serán trasladados hacia una cuchilla de movimiento vertical. Una vez centrado el tronco, la cuchilla realizará el corte y en el regreso de ésta, unos topes despegarán a los troncos y seguirán su recorrido por la faja hacia la malla que separa los trozos útiles de los restos. El concepto solución 6 se muestra en la figura 2.10.



Figura 2. 9. Concepto de solución 5



Figura 2. 10. Concepto de solución 6

## 2.5. Evaluación de conceptos de solución

A continuación, se realizará la evaluación de cada concepto elaborado, para ello se consideraron diversos criterios. En la tabla 2.1 se muestran los criterios y el concepto 1 como el concepto de solución óptimo.

Tabla 2. 1. Evaluación de conceptos de solución

Proyecto:	Máquina Extractora de	Conceptos de solución						
		No.	Criterios	C1	C2	C3	C4	C5
1	Función	3	2	2	2	3	2	4
2	Flexibilidad de producción	2	1	1	2	3	2	4
3	Costo de operación	2	3	3	2	2	1	4
4	Costo de tecnología	3	3	2	1	2	2	4
5	Seguridad	3	2	2	2	2	3	4
6	Fabricación	3	3	3	2	2	2	4
7	Manejo de los residuos	3	3	2	3	3	2	4
8	Montaje	2	2	2	2	1	2	4
9	Ergonomía	2	2	3	2	3	3	4
10	Transporte	3	2	3	1	2	2	4
11	Manipulación	3	3	3	2	3	2	4
12	Mantenimiento	3	3	3	2	2	2	4
13	Tamaño	3	2	2	2	2	2	4
14	Complejidad	3	3	2	1	2	2	4
	<b>Suma Total</b>	<b>38</b>	<b>34</b>	<b>33</b>	<b>26</b>	<b>32</b>	<b>29</b>	<b>56</b>

## 2.6. Proyectos preliminares

En esta sección se mostrarán los proyectos preliminares planteados para la elaboración de la máquina. Una vez mostrados y explicados se procederá a realizar la evaluación técnica y económica para determinar el proyecto preliminar óptimo.

### Proyecto preliminar 1

En este proyecto se muestra una viga H que se encarga de soportar el cilindro que impulsa el tronco, la cuchilla, los soportes entre otros elementos importantes. Esta viga también soporta las reacciones en la cuchilla y en el cilindro producto del corte del tronco. El operador traslada el tronco mediante rodadura hacia el alimentador el cual consiste en una plataforma que actúa como un elevador accionado por un sistema de poleas acoplado a la placa impulsora de troncos. De esta manera se eleva el tronco para luego ser descargado en los soportes conformados por placas fijas en forma de V. Luego se regula la altura de la cuchilla con un sistema de tornillo manipulado desde la posición de mando del cilindro. De esta manera, se obtiene el alineamiento horizontal. El cilindro impulsa el tronco contra la cuchilla y este se abre en cuatro partes iguales las

cuales caerán sobre la maya de descarga y serán recogidas por los trabajadores. Por otro lado, las fibras y restos caerán por los espacios vacíos. Además de esto, se utilizan dos guías circulares apoyadas en unas extensiones de la viga soporte para evitar desviaciones del cilindro a lo largo del recorrido. El proyecto preliminar 1 se muestra en la figura 2.11.

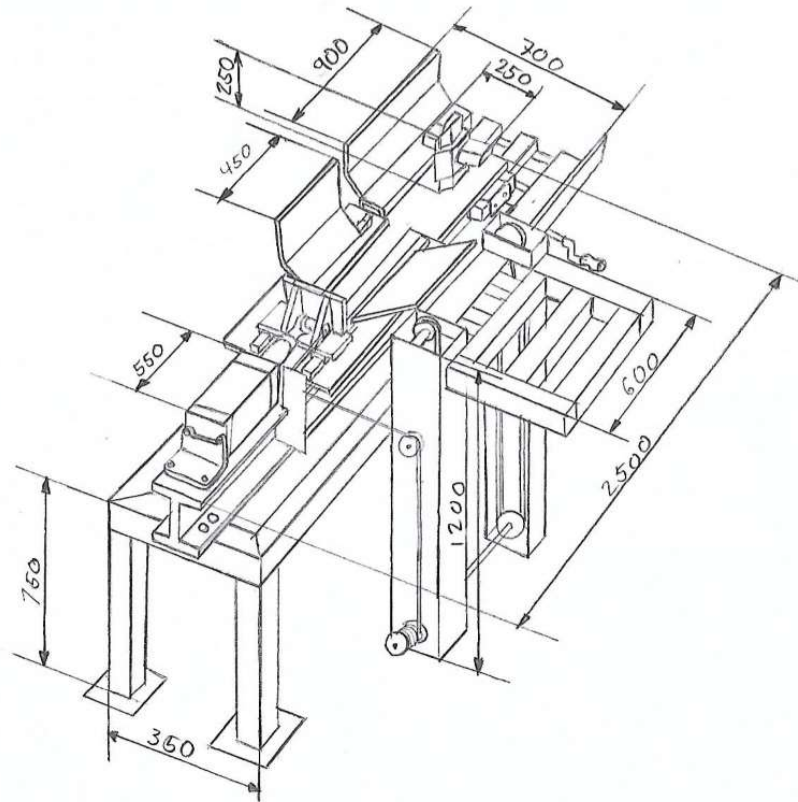


Figura 2. 11. Proyecto preliminar 1

## Proyecto preliminar 2

Este proyecto presenta una estructura similar en cuanto a usar una viga H como soporte, sin embargo, utiliza una guía circular por debajo del cilindro. Esto repercute en la generación del momento que soportará la estructura puesto que el cilindro debe operar en una posición más elevada. El control de la altura de la cuchilla horizontal se realizará con un cilindro hidráulico que deslizará una cuchilla con respecto a otra. El sistema de alimentación se compone de una plataforma levadiza accionada por cilindros hidráulicos ubicados en la parte superior. Estos elevan los troncos desde el suelo hasta el nivel de admisión de la máquina. El proyecto preliminar 2 se muestra en la figura 2.12.

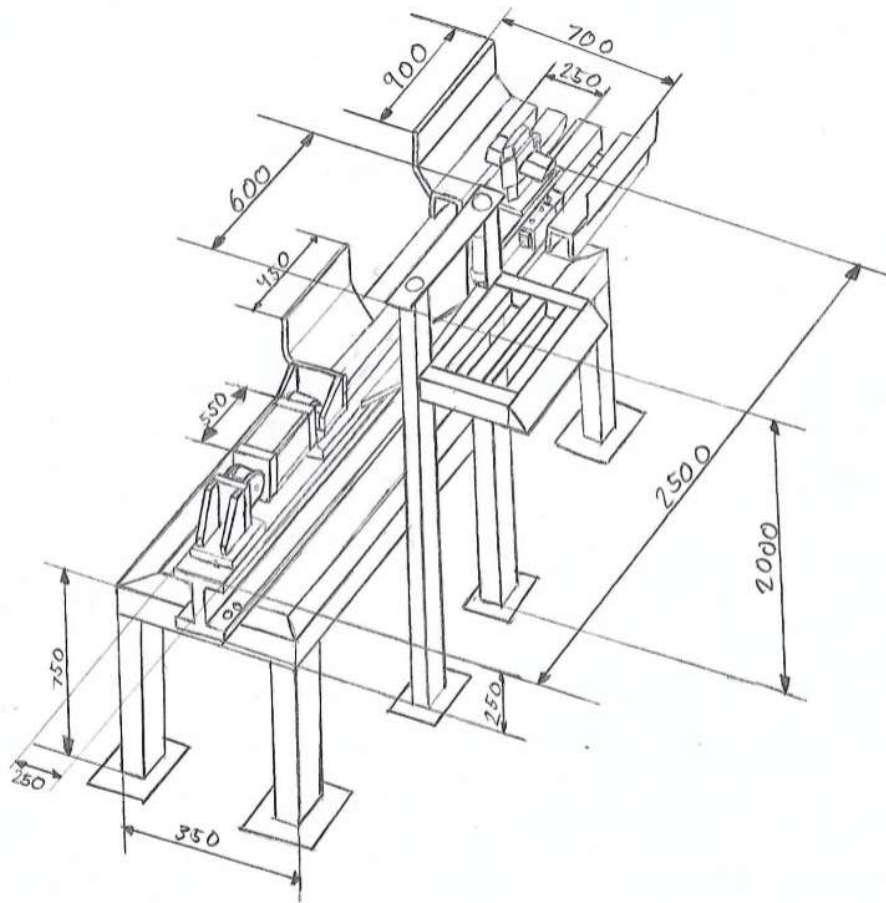


Figura 2. 12. Proyecto preliminar 2

### Proyecto preliminar 3

Este proyecto muestra el uso de dos canales U con el fin de colocar entre ellos la guía soporte y así reducir la altura de trabajo del cilindro. El control de la altura de la cuchilla se realiza por medio de un tornillo ubicado en la parte superior de la ranura que sujeta la cuchilla. El trabajador tendrá que movilizarse hacia la parte superior de la cuchilla y manipularla. La admisión se realizará por medio de un mecanismo que, a través del torque del impulsor, moviliza la plataforma puede realizar su movimiento vertical. El proyecto preliminar 3 se muestra en la figura 2.13.

A continuación, se mostrará la tabla con la evaluación técnico-económica de cada proyecto propuesto de acuerdo a criterios específicos, estos se muestran en las tablas 2.2. y 2.3.



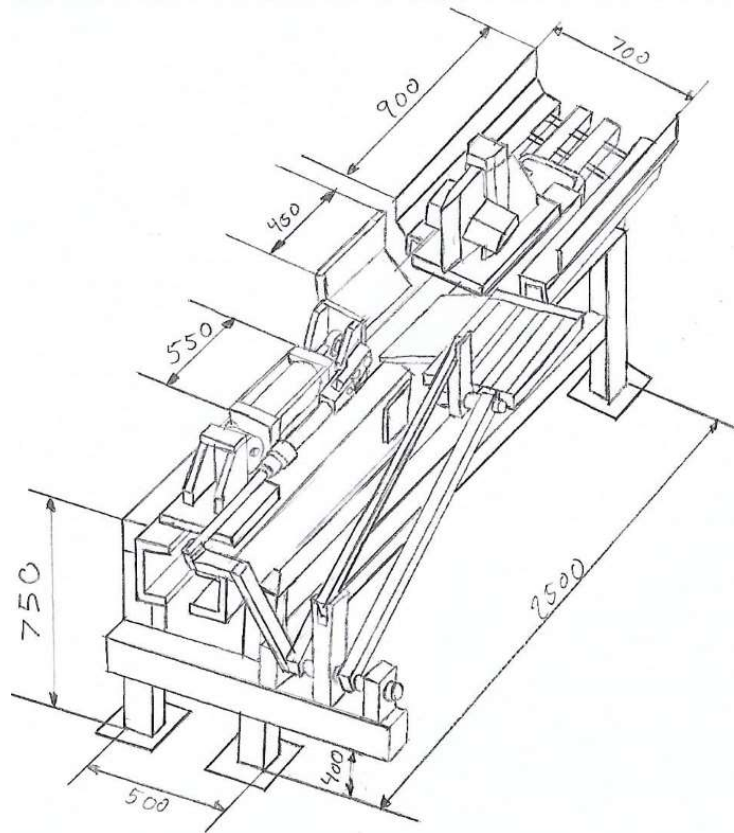


Figura 2. 13. Proyecto preliminar 3

Tabla 2. 2. Evaluación técnica de proyectos preliminares

Evaluación de conceptos de solución										
Puntaje (según VDI 2225)	0 = No satisface									
	1 = Poco satisfactorio									
	2 = Suficiente									
	3 = Bien									
	4 = Muy bien (ideal)									
	g = peso ponderado, se da en función a la importancia de los criterios									
Proyecto:	Máquina Astilladora de Troncos	Proyectos Preliminares								
		P1			P2			P3		
No.	Criterios Técnicos	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
1	Función	3	3	9	2	6	2	6	4	12
2	Seguridad	4	3	12	3	12	3	12	4	16
3	Fabricación	3	2	6	3	9	3	9	4	12
4	Montaje	3	2	6	3	9	2	6	4	12
5	Ergonomía	4	3	12	3	12	3	12	4	16
6	Transporte	2	2	4	3	6	3	6	4	8
7	Manipulación	2	3	6	2	4	3	6	4	8
8	Mantenimiento	3	2	6	1	3	3	9	4	12
9	Tamaño	2	3	6	3	6	3	6	4	8
<b>Suma Total</b>		<b>24</b>	<b>23</b>	<b>67</b>	<b>23</b>	<b>67</b>	<b>25</b>	<b>72</b>	<b>36</b>	<b>104</b>
<b>Valor técnico (Xi)</b>				<b>0,644</b>		<b>0,644</b>		<b>0,692</b>		<b>1,000</b>

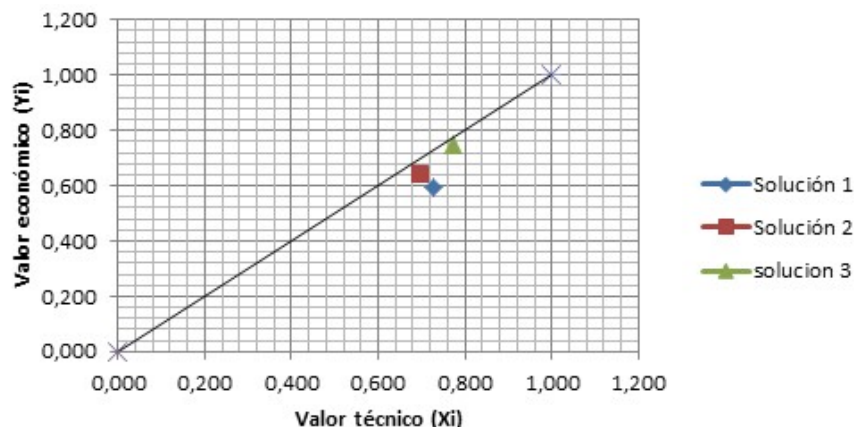
Tabla 2. 3. Evaluación Económica de los conceptos de solución

Evaluación de conceptos de solución										
Puntaje (según VDI 2225)	0 = No satisface									
	1 = Aceptable a las justas									
	2 = Suficiente									
	3 = Bien									
	4 = Muy bien (ideal)									
	g = peso ponderado en función a la importancia de los criterios de									
Proyecto:	Máquina Astilladora de Troncos	Proyectos preliminares								
		P1		P2		P3		Ideal		
No.	Criterios Económicos	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
1	Costo de montaje	3	3	9	2	6	3	9	4	12
2	Costo de la tecnología	3	2	6	3	9	3	9	4	12
3	Costo de fabricación	3	2	6	3	9	3	9	4	12
4	Costo de mantenimiento	3	3	9	3	9	3	9	4	12
5	Disponibilidad de materiales	2	2	4	1	2	3	6	4	8
6	Número de piezas	2	2	4	3	6	3	6	4	8
<b>Suma Total</b>			<b>14</b>	<b>38</b>	<b>15</b>	<b>41</b>	<b>18</b>	<b>48</b>	<b>24</b>	<b>64</b>
<b>Valor económico (Yi)</b>				<b>0,594</b>		<b>0,641</b>		<b>0,750</b>		<b>1,000</b>

## 2.7. Selección del proyecto preliminar óptimo

De acuerdo con la tabla 2.3 el proyecto más cercano a la recta de 45° es la correspondiente al proyecto preliminar 3. Este resultado indica que es mejor reducir la altura de trabajo del cilindro con el fin de reducir los momentos generados en la estructura. Además, que se puede utilizar un perfil de menor sección y a partir de una sola viga se pueden generar ambos canales por lo que no se invierte más en la construcción de la máquina. Por otro lado, se obtiene una estructura cerrada la cual es más estable que una abierta. El manejo cercano de la cuchilla permitirá al trabajador regular visualmente mejor la altura en la que el corte es simétrico.

Tabla 2. 4. Valor técnico y económico de cada proyecto y definición del proyecto óptimo



## CAPÍTULO 3

### Diseño de la Máquina

#### 3.1. Descripción de la máquina cortadora

La siguiente parte de los cálculos de diseño de la máquina involucran 12 elementos principales los cuales son señalados en la figura 3.1.

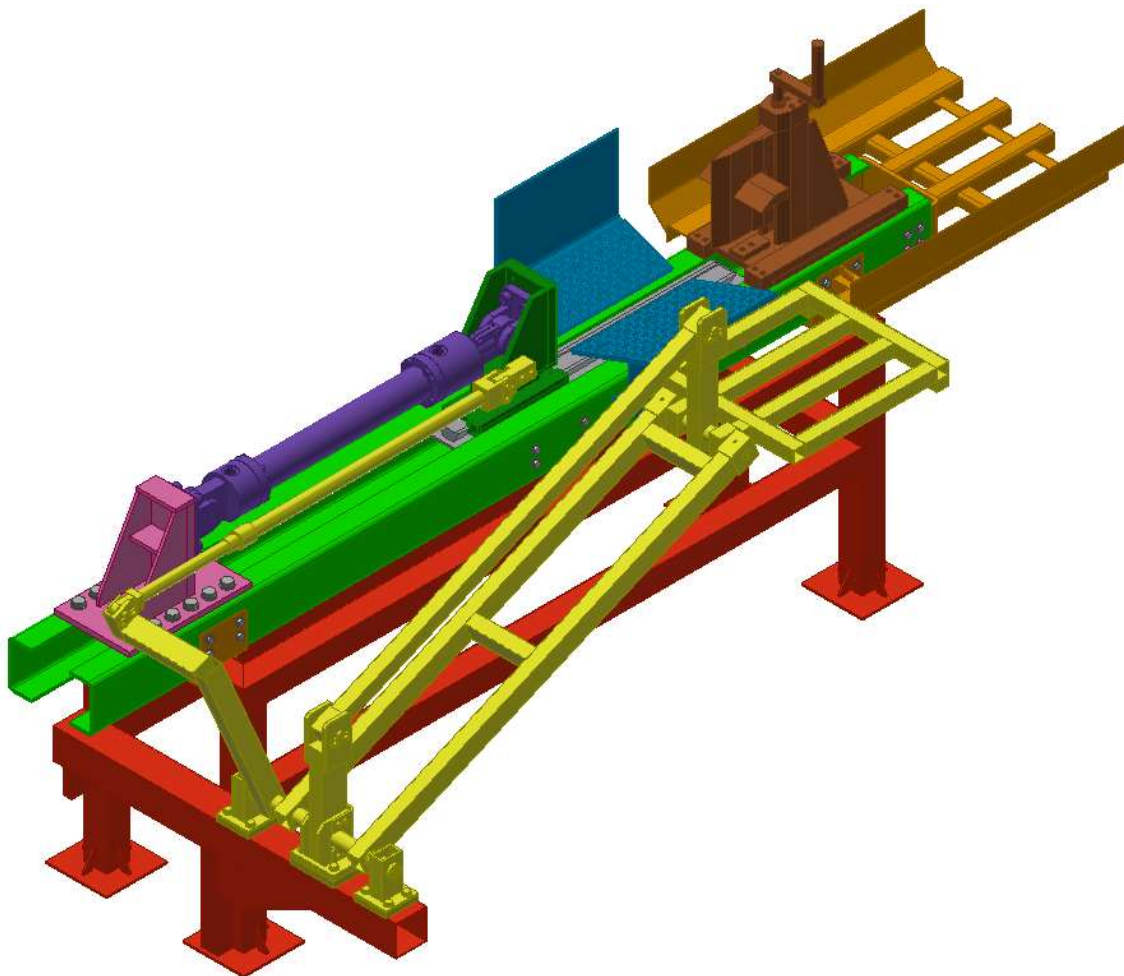


Figura 3. 1. Máquina cortadora de troncos

En la tabla 3.1 se muestran los componentes de la máquina según el color que presentan en dicha figura.

Tabla 3. 1. Lista de elementos de máquina astilladora de troncos

Elemento	Color
Canales de soporte	Verde claro
Cuchilla y soporte	Marrón
Cilindro	Morado
Soporte de cilindro	Rosado
Impulsor de tronco	Verde oscuro
Planchas corrugadas	Celeste
Guía de impulsor	Gris
Bandeja de descarga	Naranja
Estructura principal	Rojo
Soporte mecanismo	Azul
Mecanismo	Amarillo

Como se muestra en la figura 3.1 las planchas corrugadas que forman una V sujetan el tronco mientras que la plancha corrugada del impulsor empuja el tronco contra las cuchillas. Debido a la variabilidad de diámetros de troncos, su centroide se encuentra a diferentes alturas por lo que, si se utiliza una cuchilla estática, el corte se realiza de forma excéntrica. Para ello, la cuchilla se adapta de manera que pueda variar su altura en un rango de 52 mm (distancia determinada geoméricamente). Como se muestra en la figura 3.2, en el lado izquierdo se muestra la posición de trabajo para troncos de 25 cm de diámetro; en el centro, para troncos de 20 cm de diámetro; y en la derecha, para troncos de 30 cm de diámetro. De esta manera, el tronco siempre tendrá alineado su centro con el de la cuchilla. Para lograr el alineamiento se dispone de un mecanismo de tornillo dentro del soporte que, al girar una manecilla conectada al tornillo (Ver figura 3.3.), permite movilizar la cuchilla.

El caso crítico de desalineamiento se dará cuando el centro de la cuchilla se encuentre desalineado con el centro del cilindro hidráulico tanto cuando se ubique a la altura máxima como a la mínima.

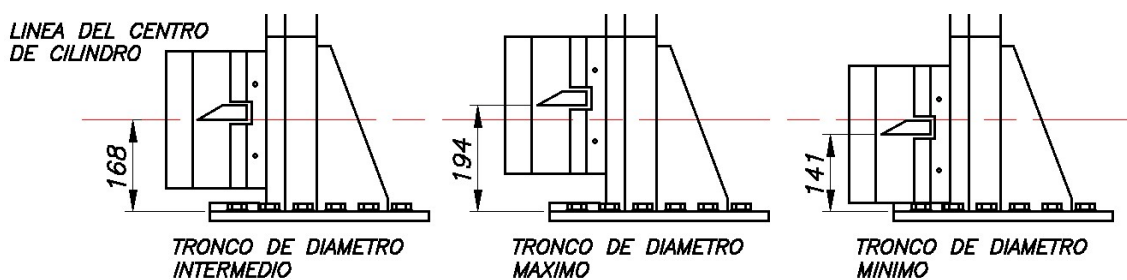


Figura 3. 2. Posiciones de la cuchilla en base al diámetro de tronco.

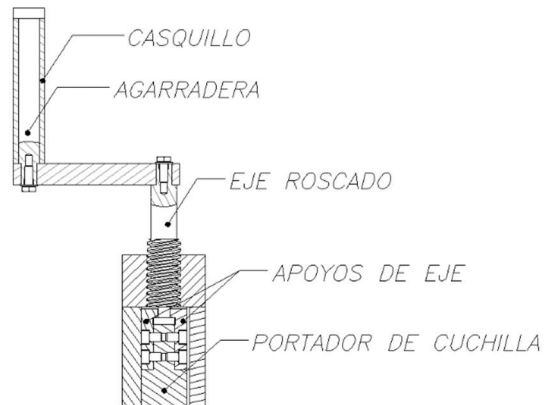


Figura 3. 3. Mecanismo de regulación de altura de cuchilla

A partir de este desalineamiento se calculará el momento que se genera en el impulsor de tronco.

$$M_{guía} = \sum M_o$$

$$M_{guía} = F * 168 - F * 194$$

$$M_{guía} = 30000 * 168 - 30000 * 194 = 780000 \text{ N}$$

### 3.2. Canales de soporte

Los canales de soporte tienen la función de soportar las reacciones de los soportes del cilindro y de la cuchilla. Ambos tipos de canales serán obtenidos a partir de planchas dobladas. Asimismo, entre ambos canales se colocará el canal secundario de manera perpendicular a manera de unión y soporte de guía del impulsor. Por tanto, se comprobarán los canales principales, así como el canal secundario.

#### 3.2.1. Canales principales

Los canales principales soportarán las cargas transmitidas de los soportes de cuchilla y de cilindro. Estos canales están conformados por planchas dobladas de acero ASTM A36 de dimensiones 6"x3" y de espesor de 9 mm.

Las cargas se repartirán equitativamente a cada uno de los canales, por lo tanto, las cargas se dividen a la mitad. A continuación, se realizarán tanto el diagrama de cuerpo libre del canal de soporte y los diagramas de fuerzas los cuales se muestran en las figuras 3.4 y 3.5 respectivamente.

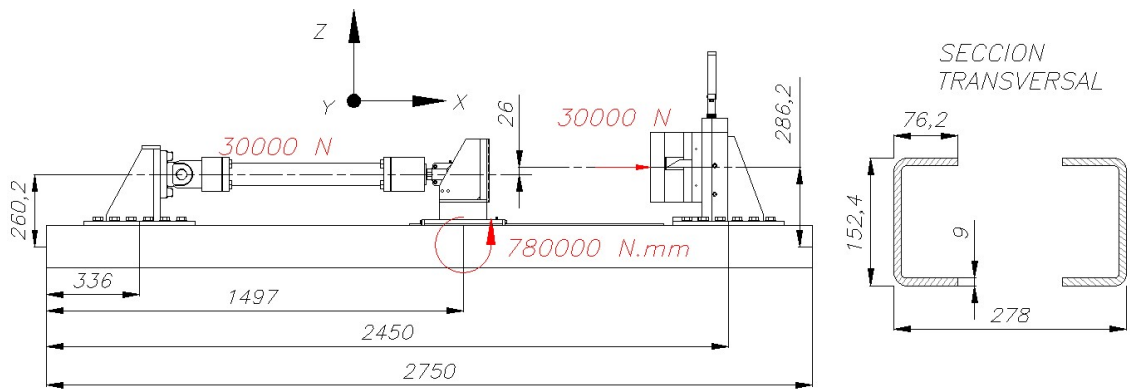


Figura 3. 4. Diagrama de cuerpo libre de la estructura de soporte

Al repartirse las cargas se obtiene los siguientes diagramas para un canal.

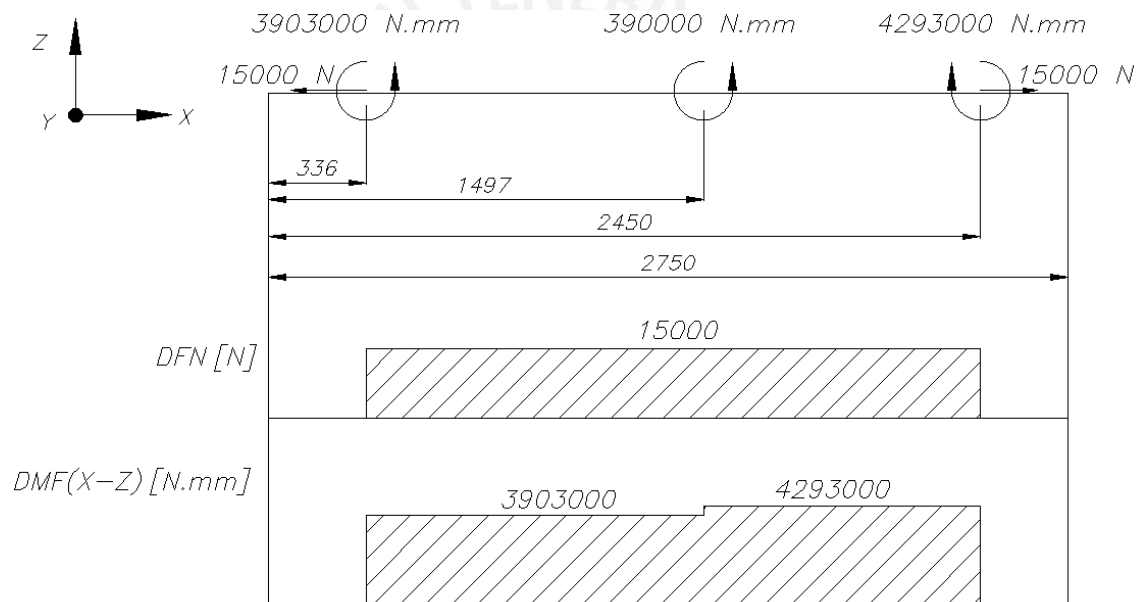


Figura 3. 5. Diagrama de fuerza normal y momento flector de la estructura de soporte

Se puede apreciar que el lado con mayores exigencias se encuentra en el espacio comprendido entre el impulsor y el soporte de la cuchilla. En un punto ubicado en ese tramo calculamos los esfuerzos.

$$\sigma_N = \frac{F}{A} = \frac{15000}{3096.8} = 5.8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f * c_{M\acute{a}x}}{I} = \frac{4293000 * 76.2}{8877207} = 36.9 \text{ Mpa}$$

Por tanto, el esfuerzo equivalente será el siguiente:

$$\sigma_{eq} = \sigma_N + \sigma_f = 5.8 + 36.9 = 42.7 \text{ Mpa}$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad de los canales para un material ASTM A36.

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{250}{42.7} = 5.9$$

### 3.2.2. Canal secundario

El canal secundario tiene la sección transversal perpendicular a la de los canales principales. Estará conformado por una plancha doblada de acero ASTM A36 en forma de canal con dimensiones 260x86x6. La función de este elemento será la de sostener el riel de las guías que se desplazarán a lo largo de la carrera, por ende, tendrán que resistir el momento generado por el desalineamiento del centro de la cuchilla con el centro del tronco. Como caso crítico se eligió el procesamiento del tronco con mayor diámetro. La sección, así como el DCL del canal se muestra en la figura 3.6.

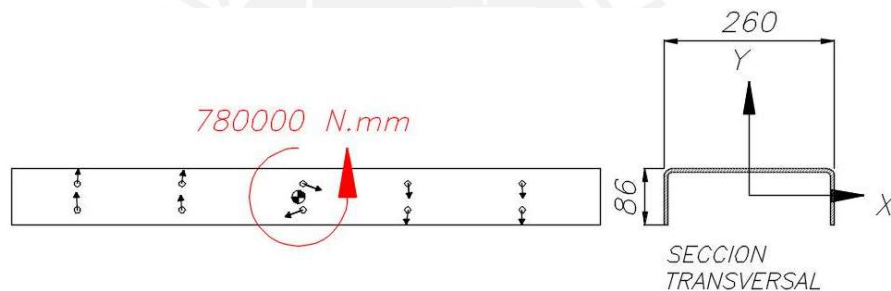


Figura 3. 6. DCL (derecha) y sección transversal (izquierda) del canal secundario.

Por ende, la comprobación que debe realizarse es la de resistencia a la flexión por el momento máximo de desalineamiento. Dicho momento se genera por el par de fuerzas que actúan sobre las guías y fue calculado en la sección anterior y es de 780000 N.mm. A partir de ello se calcula el esfuerzo de flexión.

$$\sigma_F = \frac{M_F * c_{M\acute{a}x}}{I} = \frac{780000 * 64.8}{1156721.5} = 43.7 \text{ Mpa}$$

Finalmente se calcula el factor de seguridad del canal para un material ASTM A36.

$$FS = \frac{250}{43.7} = 5.7$$

### 3.3. Soporte de cuchilla

El soporte de la cuchilla está compuesto por una pieza ranurada, apoyada sobre una placa de 16 mm, ambos de acero ASTM A36, la cual cumple la función de soportar la carga transmitida por la cuchilla. Además, posee una ranura al frente la cual actúa como un canal para que ingrese la cuchilla. Asimismo, cuenta con una tapa superior sobre la cual se va a atornillar un elemento roscado el cual desplazará a la cuchilla a lo largo del soporte. La forma del elemento se muestra en la figura 3.7.

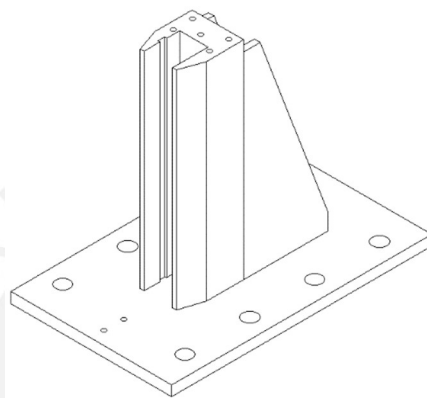


Figura 3. 7. Soporte de cuchilla.

El análisis se realizará modelando el soporte como una viga empotrada con sección variable. La fuerza de corte será transmitida hacia el soporte como una carga distribuida a lo largo de la altura de contacto de la cuchilla. El esquema del soporte, así como sus fuerzas se muestran en la figura 3.8.

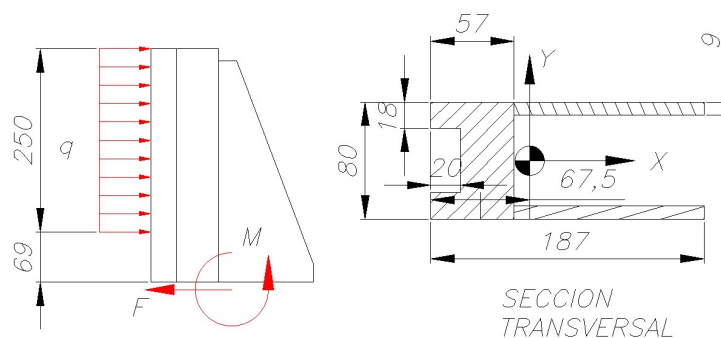


Figura 3. 8. DCL del soporte de la cuchilla y sección transversal

Como se puede observar en la figura, para modelar el efecto de la cuchilla se asumió una fuerza distribuida en toda la altura de la cuchilla. La presión aplicada es la siguiente:



$$q = \frac{F}{250}$$

$$q = \frac{30000}{250} = 120 \frac{N}{mm}$$

Los diagramas de fuerzas se mostrarán en la figura 3.9.

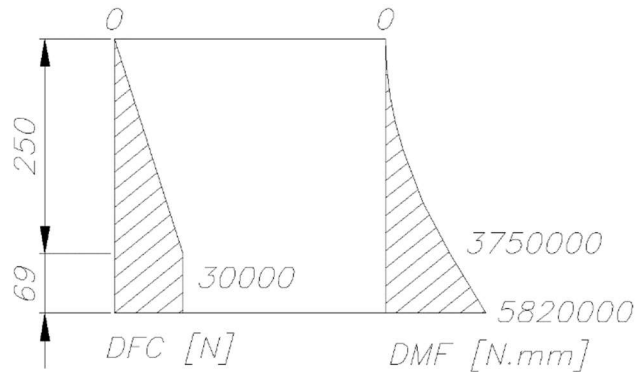


Figura 3. 9. Diagrama de fuerzas y momentos del soporte de la cuchilla.

Si bien el punto inferior es el más esforzado por tener el máximo momento flector y fuerza cortante, por tratarse de una viga de sección variable, existe la posibilidad de que en una sección más pequeña se presenten los mayores esfuerzos. Por ello, se realizará un barrido de distancias para determinar el punto más esforzado a lo largo del soporte. Para el cálculo se tomó como referencia el punto inferior.

Primero se define el lado por el cual hay mayor esfuerzo normal por flexión.

$$c_{M\acute{a}x-tr} = 67.5 \text{ mm}$$

$$c_{M\acute{a}x-comp} = 119.5 \text{ mm}$$

Por tanto, el efecto con mayor magnitud será el de compresión. A partir de este punto se calculan los esfuerzos.

$$\sigma_f = \frac{M_f * c_{M\acute{a}x-comp}}{I_y}$$

$$\sigma_f = \frac{5820000 * 119.5}{12744997} = 45.0 \text{ Mpa}$$

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

$$\tau_c = \frac{30000}{6020} = 5.0 \text{ Mpa}$$

Luego se calcula el esfuerzo equivalente de acuerdo al criterio de Von Misses expresado en la ecuación 3.1.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_c^2} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{45.0^2 + 3 * 5.0^2} = 45.8 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos equivalentes en cada punto del soporte se muestran en la figura 3.10.

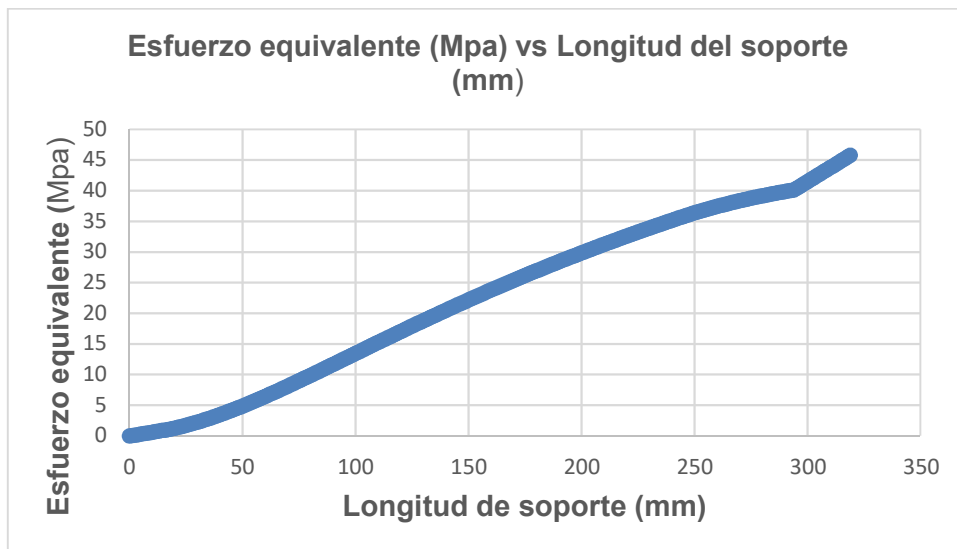


Figura 3. 10. Gráfica de esfuerzo equivalente (Mpa) vs Longitud de soporte (mm)

Como se puede observar, a pesar del cambio de sección, la base del soporte es el punto más esforzado. Finalmente se calculará el factor de seguridad del soporte de cuchilla para un material ASTM A36.

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{250}{45.8} = 5.5$$

### 3.4. Soporte de cilindro

El soporte del cilindro se conforma por un arreglo de placas de acero A36 con sección en forma de "U" y soporta el apoyo de horquilla del cilindro. El elemento se muestra en la figura 3.11.

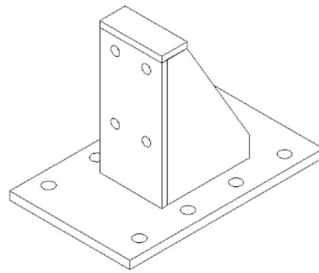


Figura 3. 11. Soporte del cilindro.

Además, la carga en vez de ser distribuida por la cuchilla, esta es distribuida por el apoyo del cilindro. Por lo tanto, el procedimiento de cálculo será similar al realizado para el soporte anterior. El DCL y los diagramas de fuerzas se mostrarán en las figuras 3.12 y 3.13 respectivamente.

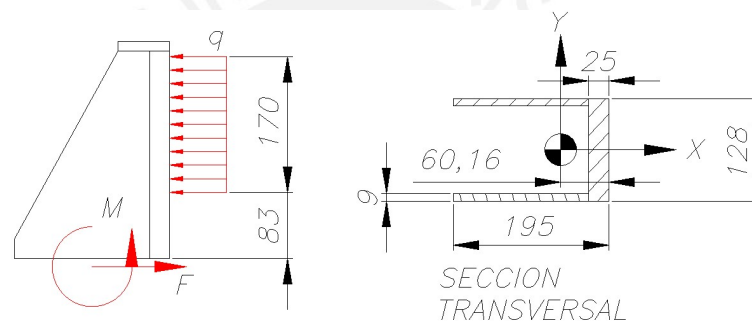


Figura 3. 12. DCL del soporte de cilindro

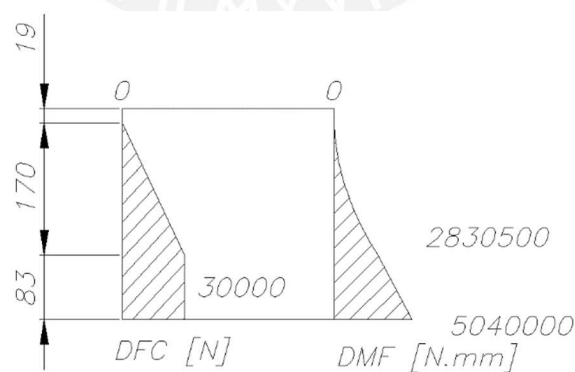


Figura 3. 13. Diagrama de fuerzas y momentos del soporte de cilindro

$$\sigma_f = \frac{M_f * c_{M\acute{a}x-co}}{I_y}$$

$$\sigma_f = \frac{5040000 * 134.8}{22406007} = 30.3 \text{ Mpa}$$

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{30000}{6260} = 4.8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_c^2} = \sqrt{30.3^2 + 3 * 4.8^2} = 31.4 \text{ Mpa}$$

Finalmente, el factor de seguridad para el soporte de cilindro para un material ASTM A36 será el siguiente:

$$FS = \frac{250}{31.4} = 8.0$$

### 3.5. Cuchilla vertical y horizontal

Los elementos que realizarán el corte del tronco serán los filos de la cuchilla, los cuales se muestran en la figura 3.14.

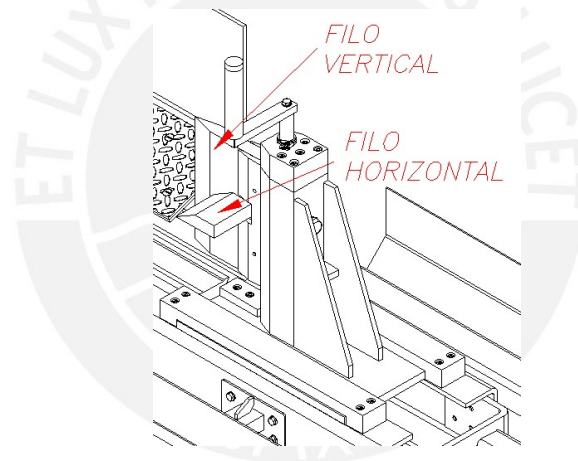


Figura 3. 14. Filo vertical y horizontal

La cuchilla se compone de tres piezas: un filo principal, el cual corresponde al que se encuentra en posición vertical; dos filos horizontales, los cuales se encuentran soldadas a la cuchilla principal. Las tres piezas provienen de placas de acero ASTM A36. Los filos poseen un ángulo de incidencia de 30° de acuerdo al resultado del ensayo de corte. El espesor de todas las cuchillas es de 26 mm. Los diseños de ambas cuchillas se muestran en la figura 3.15; en el lado izquierdo se muestra el filo horizontal, en el centro se muestra el filo vertical, y en el lado derecho se muestra la sección transversal de ambos filos.

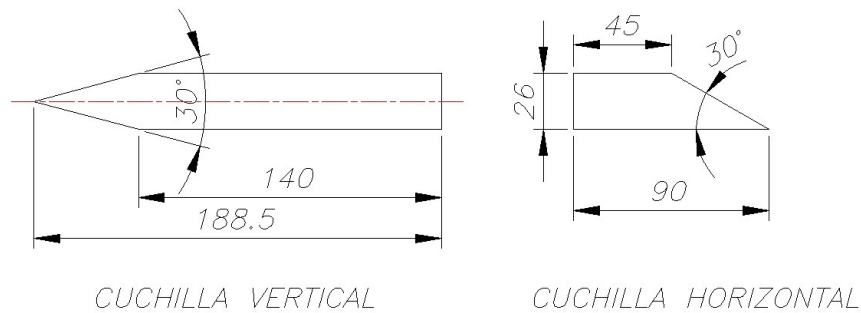


Figura 3. 15. Filos para la cuchilla

### 3.6. Uniones soldadas

Las principales uniones soldadas por verificar son tanto las del soporte del cilindro como la del soporte de la cuchilla. A continuación, se muestran los cálculos correspondientes a la primera unión soldada, mientras que los de los elementos restantes son mostrados en el anexo 2.

#### 3.6.1. Unión de soporte de cuchilla

La unión entre el soporte de la cuchilla y la plancha que irá atornillada a la estructura consiste en cordones de soldadura alrededor de la parte lateral y posterior del soporte con el fin de evitar interrumpir el desplazamiento de la cuchilla.

Las cargas actuantes sobre la unión serán la fuerza de corte, así como el momento generado al transmitir la fuerza hacia la unión. La distancia de aplicación se consideró como la del punto medio de la carga distribuida que se aplica sobre el soporte el cual se mostró en la figura 3.8. A partir de ello se calcula el momento transmitido a la unión.

$$M_f = 30000 * \left( \frac{250}{2} + 69 \right) = 5820000 \text{ N.mm}$$

La geometría del cordón se muestra en la figura 3.16.

Primero se determinará la ubicación del centroide de la unión soldada mediante la ecuación 3.2.

$$\bar{x} = \frac{\sum \bar{x}_i * A_i}{\sum A_i} \quad (3.2)$$

$$\bar{x} = \frac{2 * 187 * 6 * 93.5 + 50 * 6 * 60 + 2 * 130 * 6 * 122 + 2 * 9 * 6 * 190}{2 * 187 * 6 + 50 * 6 + 2 * 130 * 6 + 2 * 9 * 6} = 104.1 \text{ mm}$$

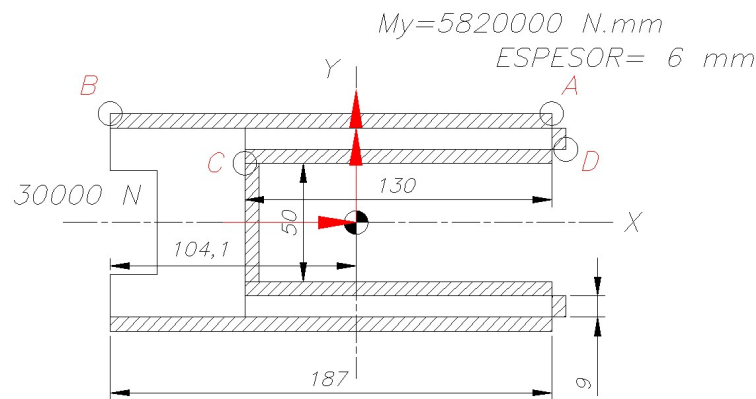


Figura 3. 16. Geometría del cordón que une el soporte de la cuchilla a la plancha

La inercia alrededor del centroide utilizando el teorema de Steiner

$$I_y = \left( 2 * \frac{6 * 187^3}{12} + 2 * 6 * 187 * 10.4^2 \right) + \left( \frac{50 * 6^3}{12} + 50 * 6 * 44.1^2 \right) + \left( 2 * \frac{6 * 130^3}{12} + 2 * 130 * 6 * 17.85^2 \right) + \left( 2 * \frac{9 * 6^3}{12} + 2 * 9 * 6 * 85.9^2 \right)$$

$$I_y = 10869749 \text{ mm}^4$$

El cálculo de los esfuerzos se realizará utilizando el Eurocódigo 3. A partir de ello se eligieron los puntos A, B y C y D mostrados en la figura 3.16 como puntos donde el esfuerzo de flexión es máximo para cada cordón. Se tomará como ejemplo el punto A para realizar el cálculo.

### Verificación por carga estática

De acuerdo con el Eurocódigo 3 los esfuerzos en los catetos del cordón son los siguientes:

$$n_f = \frac{M_f * c_{M\acute{a}x-comp}}{I_y} \quad (3.3)$$

$$n_f = \frac{5820000 * 82.9}{10869749} = 44.4 \text{ Mpa (compresión)}$$

$$t_n = \frac{F_x}{A} \quad (3.4)$$

$$t_n = \frac{30000}{4212} = 7.1 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{F_z}{A} \quad (3.5)$$

$$t_a = \frac{0}{4212} = 0$$

El esfuerzo equivalente se calcula con la ecuación 3.6.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1.8 * (t_n^2 + t_a^2)} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{44.4^2 + 1.8 * (7.1^2 + 0^2)} = 45.4 \text{ Mpa}$$

### Verificación por carga fluctuante

Para verificar por fatiga el cordón de soldadura hay que descomponer la fuerza de corte en una componente alternante y otra componente media. Por tratarse de un esfuerzo pulsante, ambas componentes equivalen a la mitad de las cargas.

$$M_{alt} = M_m = \frac{5820000}{2} = 2910000 \text{ N.m}$$

$$F_{x-alt} = F_{x-m} = \frac{30000}{2} = 15000 \text{ N}$$

$$F_{z-alt} = F_{z-m} = \frac{0}{2} = 0$$

Con estas cargas se calculan los nuevos esfuerzos tanto alternantes como medios.

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2910000 * 82.9}{10869749} = 22.2 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = \frac{15000}{4212} = 3.6 \text{ Mpa}$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = 0$$

Luego se calcula el esfuerzo equivalente de la componente media de los esfuerzos utilizando la ecuación 3.6.

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{22.2^2 + 1.8 * (3.6^2 + 0^2)} = 22.7 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos alternantes deben ser corregidos multiplicándolos por el factor  $v_1$  el factor de concentración de esfuerzos el cual depende de la forma de la sección del cordón, así como el tipo de fuerza que se aplique. Para este caso se eligió una sección cóncava. Los esfuerzos corregidos se mostrarán a continuación.

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{22.2}{0.87} = 25.5 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{3.6}{0.41} = 8.7 \text{ Mpa}$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

El esfuerzo equivalente se calcula con la ecuación 3.8.

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{25.5^2 + 1.8 * (8.7^2 + 0^2)} = 28.0 \text{ Mpa}$$

### Análisis completo

Una vez obtenidos los esfuerzos del punto A tanto por fuerzas estáticas y fluctuantes, se realizará el mismo procedimiento en los Puntos B y C y D y los resultados se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3. 2. Esfuerzos calculados en los puntos críticos del cordón de soldadura

Punto	A	B	C	D
Cálculo por carga estática				
$\sigma_{eq}$ (Mpa)	45.4	<b>56.6</b>	27.0	48.6
Cálculo por carga fluctuante				
$\sigma_{eq-m}$ (Mpa)	22.7	<b>28.3</b>	13.5	24.3
$\sigma_{eq-alt}'$ (Mpa)	28.0	<b>34.1</b>	18.6	29.7

De todos los puntos analizados, se deduce que el punto con mayores esfuerzos tanto estáticos como fluctuantes es el punto B. Con los esfuerzos calculados en dicho punto se realizará la comprobación tanto estática como fluctuante. Para realizar la comprobación por carga estática se usará la ecuación 3.7 y así calcular el factor de seguridad para el material base, el cual es el acero ASTM A36.

$$FS = \frac{v * v_2 * \sigma_F}{\sigma_{eq}} \quad (3.7)$$

Donde  $v$  es el factor de carga estática, el cual vale 0.8 por tratarse de una unión de ángulo. El factor  $v_2$  es el factor de calidad de la unión el cual vale 1 debido que su inspección será con verificación mediante ensayos no destructivos y por ende se trata de una calidad I.



$$FS = \frac{0.8 * 1 * 250}{56.6} = 3.5$$

La comprobación por carga fluctuante será realizada con dos condiciones [10]. La primera condición se muestra en la ecuación 3.8.

$$FS_1 = \frac{v_2 * \sigma_a}{\sigma'_{eq-alt}} \quad (3.8)$$

Donde  $\sigma_a$  es la resistencia a la fatiga del material, la cual se determina graficando una línea recta en el diagrama de Smith que pase por el punto de origen, así como el punto en el cual se ubican ambos esfuerzos. El gráfico se muestra en la figura 3.17.

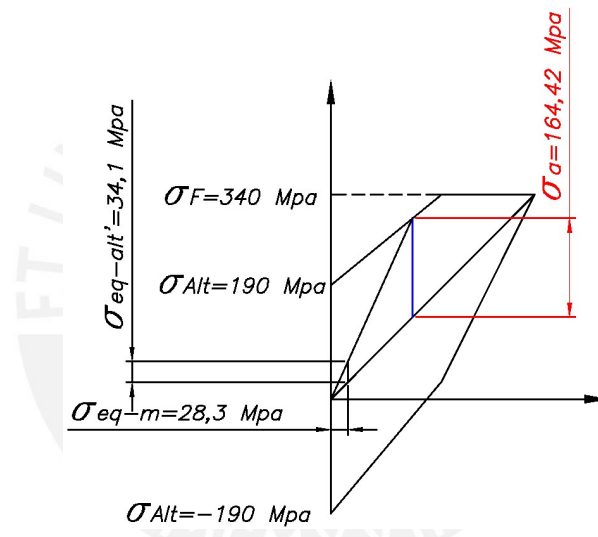


Figura 3. 17. Diagrama de Smith (Modificado)

De acuerdo con la figura, la resistencia alternante a la fatiga es de 164.4 Mpa. Con este dato se calculará el factor de seguridad con la ecuación 3.8.

$$FS_1 = \frac{0.8 * 164.4}{34.1} = 3.9$$

Finalmente se aplica la segunda condición la cual se expresa en la ecuación 3.9.

$$\frac{1}{FS_2} = \frac{\sigma'_{eq-alt}}{v_2 * \sigma_a} + \frac{\sigma_{eq-m}}{\sigma_B} \quad (3.9)$$

$$FS_2 = \frac{1}{\frac{34.1}{0.8 * 164.4} + \frac{28.3}{360}} = 3.0$$

### 3.6.2. Unión de soporte del cilindro

La unión entre el soporte del cilindro y la plancha se compone de cordones de soldadura distribuidos en la parte externa. Las cargas sobre la unión son producidas por la fuerza de corte, sin embargo, la altura a la que se aplica la fuerza respecto a la unión es menor que en el soporte analizado anteriormente. Por ello, la geometría de la unión soldada es similar a la del soporte de cuchilla, pero con longitudes de cordones reducidas en el interior. La geometría de la unión se muestra en la figura 3.18.

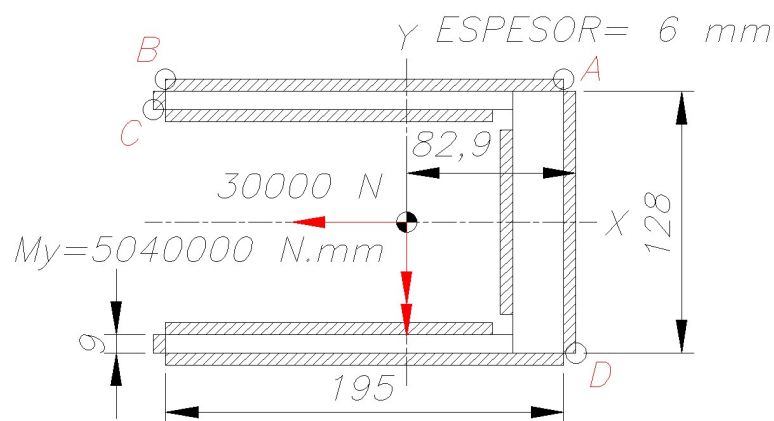


Figura 3. 18. Geometría del cordón que une el soporte del cilindro con la plancha

Al igual que en el caso de la sección anterior, se repetirá el método de cálculo para determinar el centroide la unión, así como su momento de inercia correspondiente.

$$\bar{x} = 91.1 \text{ mm}$$
$$I_y = 22689568 \text{ mm}^4$$

Los puntos críticos de la unión son los puntos A, B, C y D (Ver figura 3.18.). Se realizará el mismo procedimiento que en la sección del elemento de sujeción de fillos para determinar el punto con mayores esfuerzos. Los resultados se muestran en la tabla 3.3.

En esta ocasión, el punto C es el que presenta los mayores esfuerzos. En este punto se realizarán los cálculos del factor de seguridad con las ecuaciones 3.7, 3.8 y 3.9.

Tabla 3. 3. Esfuerzos calculados en los puntos críticos de la unión del soporte del cilindro

Punto	A	B	C	D
Cálculo por carga estática				
$\sigma_{eq}$ (Mpa)	20.2	25.4	<b>26.7</b>	21.4
Cálculo por carga dinámica				
$\sigma_{eq-m}$ (Mpa)	10.1	12.7	<b>13.3</b>	10.7
$\sigma_{eq-alt'}$ (Mpa)	13.9	16.5	<b>17.1</b>	14.5

El factor de seguridad a partir de la carga estática, teniendo como material el acero ASTM A36, será calculado con la ecuación 3.7 aplicando también un factor de calidad  $v_2$  de 1.

$$FS = \frac{0.8 * 1 * 250}{26.7} = 7.5$$

Además, realizando el método para determinar el valor de la resistencia a la fatiga  $\sigma_a$  se tiene que vale 165.8 Mpa. Con este parámetro definido se procede a calcular las condiciones de carga fluctuante.

$$FS_1 = \frac{0.8 * 165.8}{17.1} = 7.7$$

Finalmente se aplica la segunda condición.

$$FS_2 = \frac{1}{\frac{17.1}{0.8 * 165.8} + \frac{13.3}{360}} = 6.0$$

### 3.6.3. Unión de cuchilla horizontal con cuchilla vertical

Las cuchillas horizontales se unen a la cuchilla vertical a través de cordones de soldadura alrededor de las secciones transversales de cada cuchilla. De esta forma la cuchilla adquiere la forma de cruz. Las cargas aplicadas sobre el cordón será la fuerza de corte máxima del tronco repartida por igual a cada lado, así como el momento generado por transmitir la fuerza del tronco hacia el cordón de soldadura. Se asumirá una distancia desde el cordón al punto de aplicación de 67.5 mm la cual representa las tres cuartas partes de la longitud de una cuchilla horizontal. El momento flector aplicado sobre el cordón sería el siguiente:

$$M_f = 15000 * (67.5) = 1012500N.mm$$

La geometría del cordón se muestra en la figura 3.19.

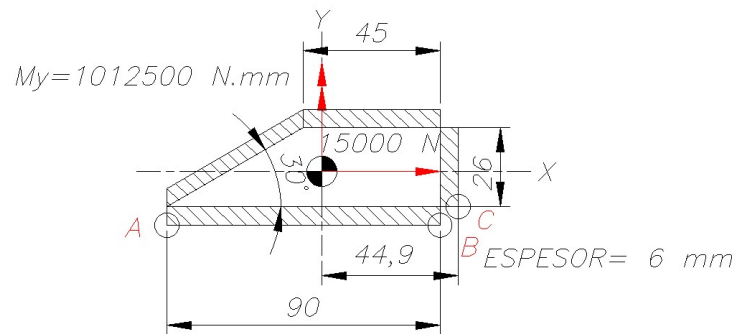


Figura 3. 19. Geometría del cordón que une el soporte de la cuchilla a la plancha

Al igual que en los casos anteriores se calculará el centroide en el eje X de la unión soldada.

$$\bar{x} = 44.9 \text{ mm}$$

$$I_y = 1043528 \text{ mm}^4$$

Los puntos críticos de la unión son los puntos A, B, C (Ver figura 3.18.). Se realizará el mismo procedimiento que en las secciones anteriores. Los resultados se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3. 4. Esfuerzos calculados en los puntos críticos de la unión del soporte del cilindro

Punto	A	B	C
Cálculo por carga estática			
$\sigma_{eq}$ (Mpa)	<b>52.1</b>	41.1	46.5
Cálculo por carga dinámica			
$\sigma_{eq-m}$ (Mpa)	<b>26.1</b>	20.6	23.3
$\sigma_{eq-alt'}$ (Mpa)	<b>38.1</b>	33.6	35.8

Se observa a partir de la tabla que el punto A presenta los mayores esfuerzos ante cargas estáticas y dinámicas. En este punto se realizarán los cálculos del factor de seguridad con las ecuaciones 3.7, 3.8 y 3.9.

El factor de seguridad a partir de la carga estática, teniendo como material el acero ASTM A36, será calculado con la ecuación 3.7 aplicando también un factor de calidad  $v_2$  de 1.

$$FS = \frac{0.8 * 1 * 250}{52.1} = 3.8$$

Además, realizando el método para determinar el valor de la resistencia a la fatiga  $\sigma_a$  se tiene que vale 168.5 Mpa. Con este parámetro definido se procede a calcular las condiciones de carga fluctuante.

$$FS_1 = \frac{0.8 * 168.5}{38.3} = 3.5$$

Finalmente se aplica la segunda condición.

$$FS_2 = \frac{1}{\frac{38.3}{0.8 * 168.5} + \frac{26.1}{360}} = 2.8$$

### 3.7. Cálculo de uniones atornilladas

La estructura cuenta con dos uniones atornilladas las cuales presentan cargas transversales y de flexión. Estas pertenecen a la unión entre el soporte de la cuchilla con la estructura principal y a la unión entre el soporte del cilindro con la estructura. Asimismo, se cuenta con una unión que soporta los momentos generados por el desalineamiento de los centros del tronco y del cilindro. Los cálculos correspondientes a la primera unión atornillada se muestran en el punto 3.7.1, mientras que los cálculos de las posteriores uniones atornilladas se muestran en el anexo 3.

#### 3.7.1. Unión de soporte de cuchilla con estructura

La unión consiste en una placa del soporte atornillada con 2 filas de 6 tornillos cada una. Cada fila se encuentra unida a un canal de la estructura principal. Los tornillos utilizados para ambas uniones son de cabeza hexagonal roscados completamente M20x50 de grado 8.8 los cuales serán pretensados para soportar la carga dinámica producida por la fuerza de corte.

Como todos los cálculos realizados, se considera el caso en el cual la cuchilla se encuentra en el punto más elevado. A partir de ello se definirá la distancia desde el centro de la cuchilla hasta la unión atornillada y también su respectivo momento. Además, se considera la fuerza de corte. La disposición de los tornillos, así como las fuerzas actuantes se muestran en la figura 3.20.

$$L_{sop-cuch} = 194 \text{ mm}$$

$$M_f = L_{sop-cuch} * F = 194 * 30000 = 5820000 \text{ N.mm}$$

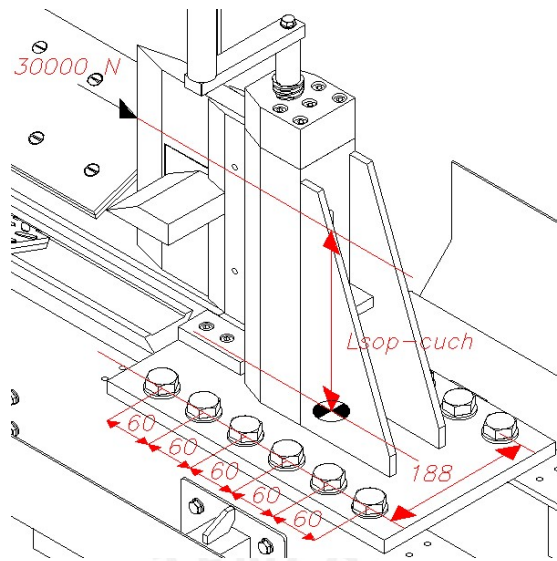


Figura 3. 20. Fuerzas aplicadas sobre la unión atornillada del soporte de cuchilla.

### Cálculo de las fuerzas sobre los tornillos

El comportamiento de una unión atornillada pretensada ante un momento consiste en aplicar fuerzas de tracción o compresión dependiendo del lado en el que se encuentren ubicados y a la vez serán proporcionales a la distancia de estos con respecto al centroide del conjunto como se muestra en la figura 3.21.

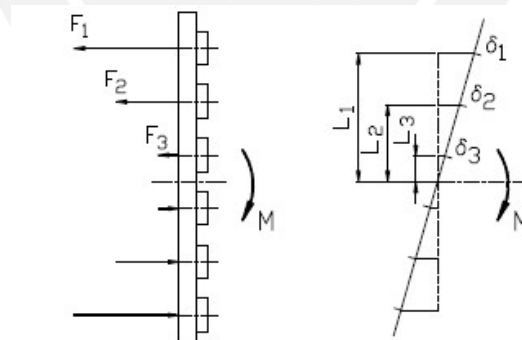


Figura 3. 21. Comportamiento de las fuerzas de los tornillos pretensados.

Aplicando la ecuación de sumatoria de momentos alrededor del centroide se tiene lo siguiente:

$$\sum M_o = 0$$

$$4 * F_1 * L_1 + 4 * F_2 * L_2 + 4 * F_3 * L_3 - M_f = 0$$

Además, se sabe que la deformación de cada tornillo es proporcional a la fuerza aplicada sobre él.

$$cte = \frac{F_1}{\delta_1} = \frac{F_2}{\delta_2} = \frac{F_3}{\delta_3}$$

Y también se sabe por la figura 3.20 que la deformación de cada tornillo es proporcional a la distancia de estos al centroide de la unión.

$$\frac{\delta_1}{L_1} = \frac{\delta_2}{L_2} = \frac{\delta_3}{L_3} = cte$$

Reemplazando estas dos relaciones se tiene que la fuerza de tracción máxima requerida por el tornillo es la siguiente:

$$4 * F_1 * L_1 + 4 * F_1 * \frac{L_2}{L_1} * L_2 + 4 * F_1 * \frac{L_3}{L_1} * L_3 - M_f = 0$$

$$F_1 = \frac{M_f}{4 * (L_1 + \frac{L_2^2}{L_1} + \frac{L_3^2}{L_1})}$$

$$F_1 = F_{ext} = \frac{5820000}{4 * (150 + \frac{90^2}{150} + \frac{30^2}{150})} = 6929 \text{ N}$$

También hay que considerar que la fuerza residual sobre el tornillo más solicitado debe ser suficiente como para vencer la fuerza de corte.

$$F_{trans} = \frac{F}{12} = \frac{30000}{12} = 2500 \text{ N}$$

Para poder determinar la fuerza de montaje requerida para cada tornillo es necesario determinar la fuerza residual la cual es la fuerza de compresión de la placa reducida por la fuerza externa producida por el corte del tronco. Esta debe ser capaz de soportar la fuerza externa de corte con ayuda de la fricción entre el tornillo y la placa. Se establece la siguiente relación entre la fuerza de fricción y la fuerza externa asumiendo un coeficiente de fricción entre tornillo y placa  $\mu_{t-p}$  igual a 0.15.

$$\mu_{t-p} * F_{Res} > F_{trans}$$

$$0.15 * F_{Res} > 2500 \text{ N}$$

$$F_{Res} > 16667 \text{ N}$$

Por lo tanto, se elige una fuerza residual de 18000 N para garantizar la superioridad de la fuerza de fricción.

### Constante de rigidez de los tornillos

Para calcular la constante de rigidez primero hay que definir los tramos del tornillo de acuerdo con la norma VDI 2230. Los tramos de cada tornillo se muestran en la figura 3.22 y la constante de rigidez para cada tramo se muestra en la tabla 3.5.

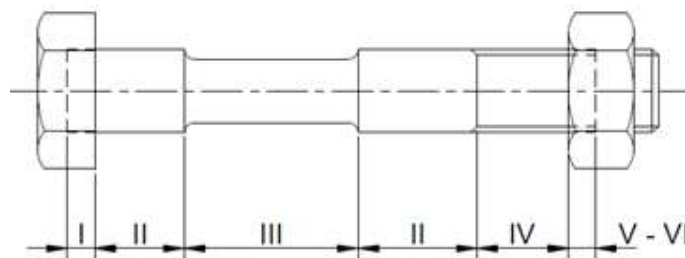


Figura 3. 22. Tramos del tornillo según norma VDI 2230.

Tabla 3. 5. Constante de rigidez para tornillo M20

Tramo	di (mm)	Li (mm)	Ai (mm <sup>2</sup> )	Li/Ai
I	20	10	314.16	0.03
II	20	7.5	314.16	0.02
III	-	-	-	-
IV	16.933	20.5	225.19	0.09
V	16.933	10	225.19	0.04
VI	20	8	314.16	0.03

La constante de rigidez total del tornillo se calcula con la ecuación 3.10.

$$\frac{1}{C_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} \quad (3.10)$$

Dicha ecuación se puede descomponer de la siguiente manera por tener el módulo de elasticidad constante.

$$\frac{1}{C_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i}$$

$$\frac{1}{C_t} = \frac{1}{210000} * (0.03 + 0.02 + 0.09 + 0.04 + 0.03)$$



$$C_t = 969495 \text{ N/mm}$$

### Constante de rigidez de las placas

Para determinar la constante de rigidez primero se debe definir la forma que tiene la distribución de esfuerzos a lo largo de la placa para eso se deben comparar tres parámetros.

- Diámetro de superficie de contacto de cabeza de tornillo con placa:  $d_1 = 28.19 \text{ mm}$
- Diámetro máximo de circunferencia encerrada en la placa:  $d_{ext} = 50 \text{ mm}$
- El diámetro máximo del tronco de cono que se forma en la distribución de esfuerzos si la placa tuviera una superficie infinita ( $d_{m\acute{a}x}$ ). Este se calculará teniendo como dato la longitud entre placas y  $d_1$
- Longitud entre placas:  $L_{p-p} = 25 \text{ mm}$

Para determinar  $d_{m\acute{a}x}$  se utilizará la ecuación 3.11, donde  $\gamma$  se calcula con los parámetros  $\beta_L$  y  $\varepsilon$  los cuales están indicados en las ecuaciones 3.12 y 3.13 respectivamente

$$d_{m\acute{a}x} = d_1 + L_{p-p} * tg(\gamma) \quad (3.11)$$

$$\beta_L = \frac{L_{p-p}}{d_1} \quad (3.12)$$

$$\beta_L = \frac{25}{28.19} = 0.887$$

$$\varepsilon = \frac{d_{ext}}{d_1} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \frac{50}{28,19} = 1.774$$

Con estos dos datos se calcula  $\gamma$  de la siguiente manera:

$$tg(\gamma) = 0.362 + 0.032 \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0.153 \ln(\varepsilon) = 0.42$$

$$\gamma = 22.96^\circ$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.28.

$$d_{m\acute{a}x} = 28.19 + 25 * 0.42 = 38.78 \text{ mm}$$

Una vez con los tres parámetros definidos se procede a comparar los diámetros.

$$d_{ext} > d_{m\acute{a}x} > d_1$$

Por la comparación obtenida se deduce que la forma de la distribución de esfuerzos será de dos troncos de cono. Una vez conocida la forma se puede determinar que la expresión para calcular la constante de rigidez del tronco de cono es con la ecuación 3.14.

$$C_{con} = \frac{\pi * E * D_{ag} * tg(\gamma)}{\ln\left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) * (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) * (D_{1con} - D_{ag})}\right)} \quad (3.14)$$

$$C_{con} = \frac{\pi * 210000 * 22 * 0.42}{\ln\left(\frac{(38.78 - 22) * (28.19 + 22)}{(38.78 + 22) * (28.19 - 22)}\right)} = 7630278 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{con}} + \frac{1}{C_{con}}$$

$$C_p = 3815139 \text{ N/mm}^2$$

El paso siguiente es calcular la fuerza de asentamiento, para ello se asumió una altura promedio de rugosidad de  $25 \mu\text{m}$  y una carga de tipo transversal, con estos datos se determinan la deformación para el asentamiento  $\delta_{as}$  la cual será calculada en la ecuación 3.15.

$$\delta_{as} = \delta_{hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{placas} + \delta_{tuerca} \quad (3.15)$$

$$\delta_{as} = 3 + 4.5 + 2.5 + 4.5 = 14.5 \mu\text{m}$$

Aplicando la ecuación 3.16 se tiene el valor de la fuerza de asentamiento.

$$F_{as} = \frac{C_t * C_p}{C_t + C_p} * \delta_{as} \quad (3.16)$$

$$F_{as} = \frac{969495 * 3815139}{969495 + 3815139} * 0.0145 = 11209 \text{ N}$$

De acuerdo con la figura 3.23, la fuerza externa es repartida entre la placa y el tornillo de acuerdo a sus constantes de rigidez disminuyendo y aumentando sus fuerzas respectivamente. Por tanto, la fuerza de montaje mínima se calcula de la siguiente manera:

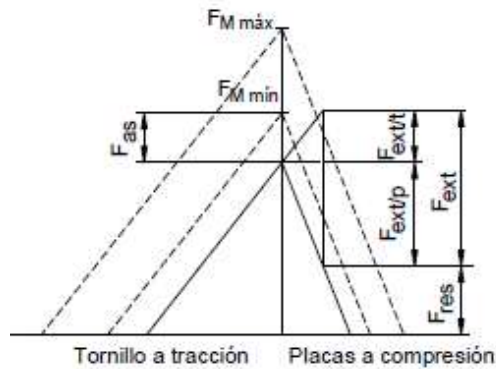


Figura 3. 23. Diagrama de fuerzas de tornillo y placas. [10]

$$F_{Mmin} = F_{Res} + F_{ext/p} + F_{as}$$

Donde  $F_{ext/p}$  se calcula con la ecuación 3.17.

$$F_{ext/p} = \frac{C_p}{C_p + C_t} * F_{ext} \quad (3.17)$$

$$F_{ext/p} = \frac{3815139}{3815139 + 969495} * 6929 = 5525 \text{ N}$$

Por tanto, se tiene la siguiente fuerza de montaje mínima.

$$F_{Mmin} = 18000 + 5525 + 11209 = 34734 \text{ N}$$

Para determinar la fuerza de montaje máxima se asume un ajuste con torquímetro, lo cual está asociado a un factor de ajuste de 1.5.

$$\alpha_A = 1.5$$

Por tanto, la fuerza de montaje máxima se calcula con la ecuación 3.18.

$$F_{Mmax} = \alpha_A * F_{Mmin} \quad (3.18)$$

$$F_{Mmax} = 1.5 * 34734 = 52100 \text{ N}$$

### Verificación del tornillo

Para verificar el tornillo por montaje se calculará el esfuerzo equivalente producido por la fuerza de montaje máxima y su respectivo momento torsor de montaje. Todo esto bajo el criterio de Von Misses.

Los datos del tornillo necesarios para realizar el cálculo son los siguientes:

- Ángulo de inclinación de la cara de la rosca triangular:  $\alpha = 60^\circ$
- Ángulo de avance del hilo del tornillo:  $\varphi = 2.48^\circ$
- Diámetro medio de la rosca:  $d_2 = 18.376 \text{ mm}$
- Diámetro inferior de la rosca:  $d_3 = 16.933 \text{ mm}$

Con estos datos se tiene:

$$\operatorname{tg}(\rho') = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0.15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 0.17$$

$$\rho' = 9.83^\circ$$

El momento de montaje del tornillo se calcula con la ecuación 3.19.

$$M_{tM} = F_{Mm\acute{a}x} * \operatorname{tg}(\varphi + \rho') * \frac{d_2}{2} \quad (3.19)$$

$$M_{tM} = 52100 * \operatorname{tg}(2.48 + 9.83) * \frac{18.376}{2} = 104430 \text{ N.mm}$$

La sección más crítica del tornillo es la que contiene la sección roscada por lo que se calcula el diámetro resistente con la ecuación 3.20.

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (3.20)$$

$$d_0 = \frac{18.376 + 16.933}{2} = 17.655 \text{ mm}$$

Con estos datos ya se pueden determinar los esfuerzos producidos por la fuerza y el momento de montaje de ajuste máximos.

$$\sigma_M = \frac{4 * F_{Mm\acute{a}x}}{\pi * d_0^2} = \frac{4 * 52100}{\pi * 17.655^2} = 212.8 \text{ Mpa}$$

$$\tau_M = \frac{16 * M_{tM}}{\pi * d_0^3} = \frac{16 * 104430}{\pi * 17.655^3} = 96.7 \text{ Mpa}$$

Por el criterio de Von Misses se calcula el esfuerzo equivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} = \sqrt{212.8^2 + 3 * 96.7^2} = 270.8 \text{ Mpa}$$

Comparando el esfuerzo obtenido con el esfuerzo de fluencia del tornillo de acuerdo a la norma VDI 2230:

$$270.8 \text{ Mpa} \leq 0.9 * \sigma_B = 0.9 * 640 = 576 \text{ N/mm}^2$$

La segunda verificación que se debe hacer es durante el trabajo con la carga estática antes mencionada. Para ello se necesita conocer la fuerza máxima aplicada sobre el tornillo la cual se compone de la fuerza de montaje y la componente de la fuerza externa aplicada sobre el tornillo. Asimismo, se incluirá la mitad del torque de montaje.

$$F_{Max/t} = F_{Mmáx} + F_{ext/t} \quad (3.21)$$

Donde  $F_{ext/t}$  es la componente de la fuerza externa del tornillo y se calcula con la ecuación 3.22.

$$F_{ext/t} = \frac{C_t}{C_p + C_t} * F_{ext} \quad (3.22)$$

$$F_{ext/t} = \frac{969495}{3815139 + 969495} * 6929 = 1404 \text{ N}$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.21 se tiene lo siguiente:

$$F_{Max/t} = 52100 + 1404 = 53505 \text{ N}$$

Luego se calculará el esfuerzo normal producido por esta fuerza usando la ecuación 3.23.

$$\sigma_{máx/t} = \frac{F_{Max/t}}{A_s} \quad (3.23)$$

Donde el área crítica resistente  $A_s$  de dicha fuerza será la correspondiente al tramo roscado para el cual su diámetro medio es  $d_0$  el cual fue calculado anteriormente y vale 17.655 mm. Por tanto, el área será la siguiente:

$$A_s = \frac{\pi * (17.655)^2}{4} = 244.8 \text{ mm}^2$$

Con estos datos se calculará el esfuerzo normal.

$$\sigma_{máx/t} = \frac{F_{Max/t}}{A_s} = \frac{53505}{244.8} = 219 \text{ Mpa}$$

El torque actuante durante el trabajo será el obtenido de la ecuación 3.24.

$$\tau_{t.trab} = 0.5 * \tau_M \quad (3.24)$$

$$\tau_{t.trab} = 0.5 * 97 = 48 \text{ N}$$

Con estos datos se calcula el esfuerzo equivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} = \sqrt{219^2 + 3 * 48^2} = 234 \text{ Mpa}$$

Este esfuerzo se compara con el esfuerzo de fluencia del tornillo, el cual es de 640 Mpa. Al ser menor se verifica que el tornillo cumple con la condición de trabajo.

La siguiente verificación corresponde a la presión aplicada sobre las superficies de contacto entre el tornillo y la tuerca. El área de contacto se calcula por medio de la ecuación 3.25.

$$A_c = \frac{\pi * (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} \quad (3.25)$$

$$A_c = \frac{\pi * (28.2^2 - 22^2)}{4} = 244.0 \text{ mm}^2$$

Aplicando la fuerza de montaje máxima sobre esta área se tiene el esfuerzo máximo sobre el área de contacto de acuerdo con la ecuación 3.26. Este esfuerzo debe ser menor que es esfuerzo máximo permisible por el material de las placas el cual es un acero St 37. El esfuerzo admisible para este material es de 260 Mpa.

$$p = \frac{F_{Mmáx}}{A_c} \quad (3.26)$$

$$p = \frac{52100}{244.0} = 213.5 \text{ Mpa} \leq p_{Adm} = 260 \text{ Mpa}$$

### **Momento de ajuste de tornillo**

El momento de ajuste debe ser igual al momento de montaje determinado anteriormente en adición a la fuerza de fricción entre la placa y el tornillo la cual debe ser vencida primero para montar el tornillo.

$$M_{Ajuste} = M_{tM} + M_{fp-t} \quad (3.27)$$

El momento requerido para vencer la fuerza de fricción se calcula con la ecuación 3.28.

$$M_{fp-t} = \mu * F_{Mmáx} * \frac{D_{mt-p}}{2} \quad (3.28)$$

Donde  $D_{mt-p}$  es el diámetro medio entre la cabeza del tornillo y el agujero de la placa el cual se calcula con la ecuación 3.29.

$$D_{mt-p} = \frac{d_1 + d_{ag}}{2} \quad (3.29)$$

$$D_{mt-p} = \frac{28.2 + 22}{2} = 25.1 \text{ mm}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 3.28 se tiene lo siguiente.

$$M_{fp-t} = 0.15 * 52100 * \frac{25.1}{2} = 98060 \text{ N.mm}$$

Finalmente, se calcula el momento total de ajuste.

$$M_{Ajuste} = 104430 + 98060 = 202490 \text{ N.mm}$$

### Verificación por fuerza fluctuante

Una verificación adicional que requiere la máquina es por la variación constante de la fuerza de corte durante el proceso. Por ende, el caso del presente proyecto se trata de una carga pulsante puesto que la fuerza varía desde la fuerza máxima de corte hasta que no haya una fuerza actuante sobre la cuchilla. De acuerdo con la norma VDI 2230, las fuerzas fluctuantes se verifican mediante la relación entre el límite a la fatiga del tornillo  $\sigma_A$  y la componente alternante  $\sigma_{a/t}$  que actúa sobre este.

$$FS = \frac{\sigma_A}{\sigma_{a/t}} \geq 1.2$$

La componente alternante actuante sobre el tornillo se calcula con la ecuación 3.30.

$$\sigma_{a/t} = \frac{F_{ext/t \text{ sup}} - F_{ext/t \text{ inf}}}{2 * A_s} \quad (3.30)$$

Al ser una fuerza pulsante, la fuerza inferior actuante sobre el tornillo es 0 y la fuerza superior será la componente del tornillo de la fuerza externa.

Por ende:

$$F_{ext/t \text{ sup}} = F_{ext/t} = 1404 \text{ N}$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.32 se tiene el siguiente esfuerzo alternante

$$\sigma_{a/t} = \frac{1404 - 0}{2 * 244.8} = 2.87 \text{ Mpa}$$

Es esfuerzo límite se calculará con las posteriores ecuaciones si se cumple la siguiente relación.

$$0.3 \leq \frac{F_{tm}}{\sigma_{0.2} * A_s} \leq 1$$

Donde,

$$F_{tm} = \frac{F_{ext/t \text{ sup}} + F_{ext/t \text{ inf}}}{2} + 0.9 * \sigma_{0.2} * A_s$$

$$F_{tm} = \frac{1404 + 0}{2} + 0.9 * 640 * 244.8 = 141703 \text{ N}$$

Por ende, la relación sería la siguiente:

$$0.3 \leq \frac{141703}{640 * 244.8} = 0.90 \leq 1$$

Al cumplirse la relación establecida se puede determinar el esfuerzo límite asumiendo un tornillo laminado antes del tratamiento térmico. La expresión de cálculo de  $\sigma_A$  para dicho caso se muestra en la ecuación 3.31.

$$\sigma_A = 0.85 * \left( \frac{150}{d} + 45 \right) \quad (3.31)$$

$$\sigma_A = 0.85 * \left( \frac{150}{20} + 45 \right) = 44.63 \text{ Mpa}$$

Calculando el factor de seguridad con estos datos tenemos:

$$FS = \frac{44.63}{2.87} = 15.56 \geq 1.2$$

### 3.7.2. Unión atornillada de soporte de cilindro

La unión atornillada de este caso es, al igual que la anterior, una disposición de 12 tornillos de cabeza hexagonal completamente roscados M20 x 50 de grado 8.8 (Ver figura 3.24.) Las fuerzas actuantes son la fuerza transversal de 30000 N y una distancia



desde el centro del cilindro hacia la unión de 168 mm. Debido a que el diseño de la unión es el mismo que el de la unión atornillada de soporte de cuchilla y además la distancia del punto de aplicación de la fuerza a la unión es menor, se deduce que esta unión cumple con las exigencias.

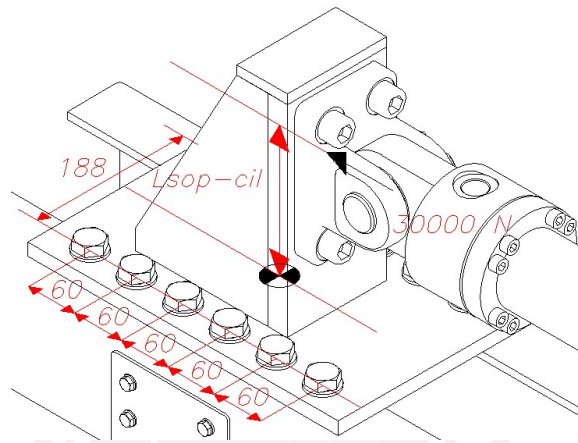


Figura 3. 24. Fuerzas aplicadas sobre la unión atornillada del soporte de cilindro.

### 3.7.3. Unión atornillada de soporte de guía

El momento será transmitido hacia el soporte del riel de la guía, este soporte se compone de un canal horizontal soportado por los lados por doce tornillos M12x25 y ocho tornillos M12x35, los cuales conforman un total de 20 tornillos. Su distribución y su numeración se mostrarán en la figura 3.25.

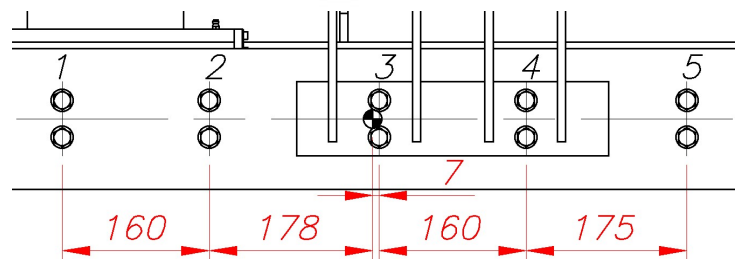


Figura 3. 25. Unión de soporte de guía a la estructura

Para determinar la fuerza aplicada sobre el tornillo más exigido se mostrará el esquema de fuerzas sobre el conjunto de tornillos descomponiendo cada efecto. Se tomó como el caso crítico el procesamiento de un tronco del mayor diámetro debido a que el desalineamiento genera un momento en el mismo sentido al momento que transmiten los pesos de los componentes. Primero se calculará el efecto de la fuerza producida por

el peso del impulsor, las guías, el riel, el soporte de la guía, el tronco y la rampa de admisión, a estas reacciones se las señalará con el subíndice e1. Los elementos que ejercerán su peso sobre la unión atornillada, así como las reacciones en los tornillos se muestran en las figuras 3.26 y 3.27 respectivamente.

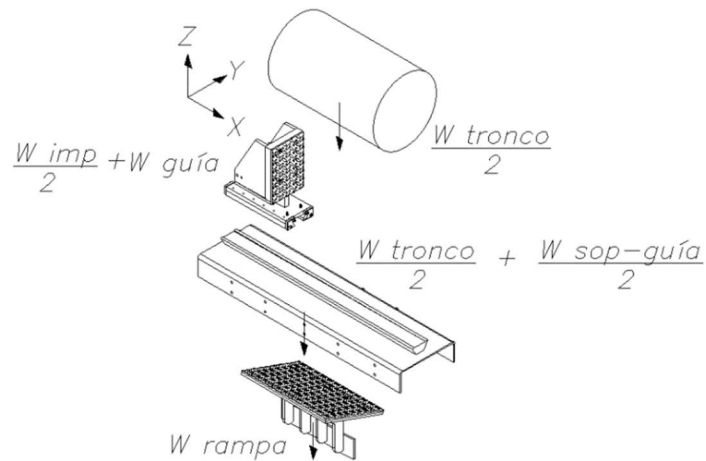


Figura 3. 26. Elementos que ejercen peso sobre la unión atornillada

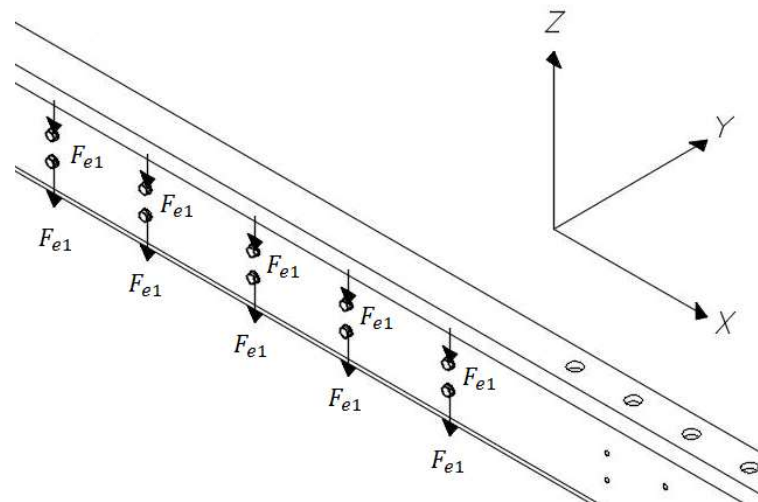


Figura 3. 27. Fuerzas debido al efecto 1

$$10 * F_{e1} = \frac{W_{imp}}{2} + W_{guía} + \frac{W_{riel}}{2} + \frac{W_{sop-guía}}{2} + \frac{W_{tronco}}{2} + W_{rampa}$$

$$10 * F_{e1} = \frac{110.7}{2} + 5.9 + \frac{20}{2} + \frac{154.5}{2} + \frac{254.8}{2} + 163.2 = 439.1 N$$

$$F_{e1} = 43.9 N$$

El siguiente efecto por calcular es el producido por el momento torsor en el plano X-Z que se genera al transmitir los efectos del peso al centroide del arreglo de tornillos, el cual se señalará con el subíndice e2. La distribución de las fuerzas generadas en respuesta a ese momento se muestra en la figura 3.28.

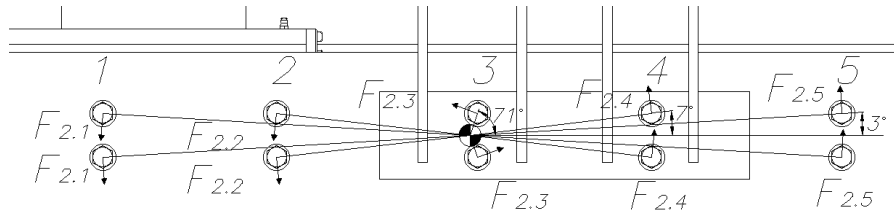


Figura 3. 28. Fuerzas debido al efecto 2.

Aplicando la ecuación de equilibrio.

$$M_{e2} = \left( \frac{W_{imp}}{2} + W_{guía} \right) * 104 - \left( \frac{W_{riel}}{2} + \frac{W_{sop-guía}}{2} \right) * 12 - \frac{W_{tronco}}{2} * 144 + W_{rampa} * 87$$

$$M_2 = \left( \frac{110.7}{2} + 5.9 \right) * 104 - \left( \frac{20}{2} + \frac{154.5}{2} \right) * 12 - \frac{254.8}{2} * 144 + 163.2 * 87$$

$$M_2 = -27218 \text{ N.mm}$$

$$2 * F_{2.1} * d_{2.1} + 2 * F_{2.2} * d_{2.2} + 2 * F_{2.3} * d_{2.3} + 2 * F_{2.4} * d_{2.4} + 2 * F_{2.5} * d_{2.5} = -27218$$

Tomando en cuenta que la fuerza de cada tornillo es proporcional a su distancia hacia el centroide del conjunto.

$$\frac{F_{2.1}}{d_{2.1}} = \frac{F_{2.2}}{d_{2.2}} = \frac{F_{2.3}}{d_{2.3}} = \frac{F_{2.4}}{d_{2.4}} = \frac{F_{2.5}}{d_{2.5}}$$

$$2 * F_{2.1} * \left( d_{2.1} + \frac{d_{2.2}^2}{d_{2.1}} + \frac{d_{2.3}^2}{d_{2.1}} + \frac{d_{2.4}^2}{d_{2.1}} + \frac{d_{2.5}^2}{d_{2.1}} \right) = -27218$$

$$F_{2.1} = \frac{-27218}{2 * \left( 338.6 + \frac{179.1^2}{338.6} + \frac{21.2^2}{338.6} + \frac{168.2^2}{338.6} + \frac{342.6^2}{338.6} \right)} = 15.7 \text{ N}$$

$$F_{2.2} = 8.3 \text{ N} \quad F_{2.3} = 1.0 \text{ N} \quad F_{2.4} = 7.8 \text{ N} \quad F_{2.5} = 15.9 \text{ N}$$

Se observa en la figura anterior que la mayor fuerza transversal se genera en la columna de tornillos 5. El siguiente efecto a considerar es el efecto del momento generado por el desalineamiento del tronco con el cilindro, el cual ya fue calculado anteriormente y es de 780000 N.mm. Las reacciones de los tornillos producto de este efecto serán

señaladas con el subíndice 3 y tendrán el mismo comportamiento que en el efecto 2. Aplicando el mismo procedimiento de cálculo que el caso anterior se calcularon las reacciones y se muestran en la tabla 3.6.

Tabla 3. 6. Cálculo de reacciones en los tornillos

$F_{3.1}$	450.9	N
$F_{3.2}$	238.6	N
$F_{3.3}$	28.2	N
$F_{3.4}$	224.0	N
$F_{3.5}$	456.3	N

Al igual que por el efecto del momento torsor del peso de los elementos, se puede observar que el efecto del desalineamiento genera la mayor carga transversal sobre la columna de tornillos 1. El siguiente efecto a tomar en cuenta es el momento flector que se genera al transmitir la fuerza al centroide a través del eje y. Las fuerzas generadas por este momento serán señaladas con el subíndice 4 y se muestran en la figura 3.29.

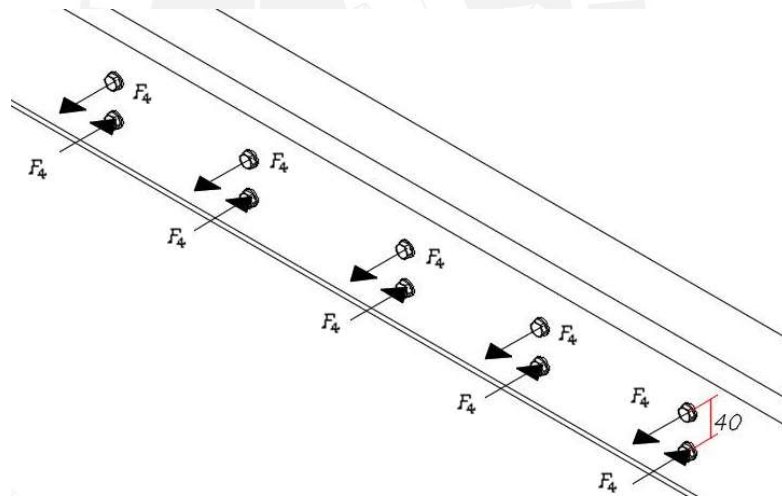


Figura 3. 29. Fuerzas debido al efecto 4

$$M_{e4} = \left( \frac{W_{riel}}{2} + \frac{W_{sop-ia}}{2} + \frac{W_{imp}}{2} + W_{guía} + \frac{W_{tronco}}{2} \right) * 125 - W_{rampa} * 45$$

$$M_{e4} = \left( \frac{20}{2} + \frac{154.5}{2} + \frac{110.7}{2} + 5.9 + \frac{254.8}{2} \right) * 125 - 163.2 * 45 = 25897 \text{ N. mm}$$

$$10 * F_{e4} * 20 = 25897 \text{ N. mm}$$

$$F_{e4} = 129.5 \text{ N}$$

Con todos los efectos calculados y conociendo que los tornillos de la columna 1 son los más solicitados se realizará el cálculo de la fuerza transversal y longitudinal.

$$F_{trans} = \sqrt{(F_{e1} + (F_{2,1} + F_{3,1}) * \text{Cos}(3.4))^2 + ((F_{2,1} + F_{3,1}) * \text{Sen}(3.4))^2}$$

$$F_{trans} = \sqrt{(43.9 + (15.7 + 450.9) * \text{Cos}(3.4))^2 + ((15.7 + 450.9) * \text{Sen}(3.4))^2}$$

$$F_{trans} = 510.5 \text{ N}$$

La fuerza longitudinal sobre el tornillo 1 será la fuerza generada por el efecto 4.

$$F_{ext} = 129.5 \text{ N}$$

A continuación, se repite el método de cálculo realizado anteriormente (Ver anexo 3) para verificar la resistencia de la unión ante las cargas mostradas. Los resultados se muestran en la tabla 3.7.

Tabla 3. 7. Cálculo de unión atornillada del soporte de guía

Fuerzas externas	Fuerza externa longitudinal	$F_{ext}$	129.5	N
	Fuerza externa transversal	$F_{trans}$	510.5	N
Constantes de rigidez	Constante de rigidez del tornillo	$C_t$	541784	N/mm
	Constante de rigidez de la placa	$C_p$	2224731	N/mm
Fuerza de montaje	Fuerza de asentamiento	$F_{as}$	6317	N
	Fuerza externa en la placa	$F_{ext/p}$	104	N
	Fuerza residual	$F_{res}$	4000	N
	Fuerza de montaje mínima	$F_{Mmin}$	10422	N
	Fuerza de montaje máxima	$F_{Mmax}$	15632	N
	Momento de montaje	$M_{tM}$	18523	N.mm
Verificación por fluencia de tornillo durante montaje	Esfuerzo de tracción	$\sigma_M$	186	Mpa
	Esfuerzo de corte por torsión	$\tau_M$	85	Mpa
	Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq}$	237	Mpa
	<b>Comparación</b>		<b>237&lt;576</b>	<b>cumple</b>
Verificación por fluencia de tornillo durante trabajo	Fuerza externa del tornillo	$F_{ext/t}$	25	N
	Fuerza máxima en el tornillo	$F_{Max/t}$	15658	N
	esfuerzo normal	$\sigma_{max/t}$	186	Mpa
	esfuerzo de torsión	$\tau_{t, trab}$	42	Mpa
	esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq}$	200	Mpa
	<b>Comparación</b>		<b>200&lt;640</b>	<b>cumple</b>
Verificación por presión admisible en los filetes	Presión aplicada	$p$	185	Mpa
	<b>Comparación</b>		<b>185&lt;260</b>	<b>cumple</b>
Momento total	Momento de fricción entre placa y tornillo	$M_{fp-t}$	17369	N.mm
	Momento de ajuste	$M_{Ajuste}$	35892	N.mm

Verificación por fuerza fluctuante	Fuerza externa en el tornillo	$F_{ext/t}$	15	N
	Esfuerzo alternante en el tornillo	$\sigma_{a/t}$	0.4	Mpa
	Esfuerzo límite de fatiga	$\sigma_A$	48.9	Mpa
	Factor de seguridad	$FS$	109	
	<b>Comparación</b>		<b>109 &gt; 1.2</b>	<b>cumple</b>

### 3.7.4. Unión atornillada de impulsor de tronco

La unión atornillada del impulsor de tronco se compone de dos piezas unidas a la pieza principal del impulsor mediante 4 tornillos cada una. Los tornillos utilizados para ambas uniones son de cabeza socket M5x16 y M5x25 de grado 8.8.

En el anexo 3 se repite el procedimiento de verificación de resistencia de la unión atornillada. Los resultados se muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3. 8. Cálculo de unión atornillada de impulsor de troncos

Fuerzas externas	Fuerza externa longitudinal	$F_{ext}$	1161	N
Constantes de rigidez	Constante de rigidez del tornillo	$C_t$	291141	N/mm
	Constante de rigidez de la placa	$C_p$	2432774	N/mm
Fuerza de montaje	Fuerza de asentamiento	$F_{as}$	2600	N
	Fuerza externa en la placa	$F_{ext/p}$	695	N
	Fuerza residual	$F_{res}$	500	N
	Fuerza de montaje mínima	$F_{Mmin}$	3795	N
	Fuerza de montaje máxima	$F_{Mmax}$	5693	N
	Momento de montaje	$M_{tM}$	2481	N.mm
Verificación por fluencia de tornillo durante montaje	Esfuerzo de tracción	$\sigma_M$	401	Mpa
	Esfuerzo de corte por torsión	$\tau_M$	165	Mpa
	Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq}$	492	Mpa
	<b>Comparación</b>		<b>492 &lt; 576</b>	<b>cumple</b>
Verificación por fluencia de tornillo durante trabajo	Fuerza externa del tornillo	$F_{ext/t}$	466	N
	Fuerza máxima en el tornillo	$F_{Max/t}$	6159	N
	esfuerzo normal	$\sigma_{max/t}$	434	Mpa
	esfuerzo de torsión	$\tau_{t.trab}$	82	Mpa
	esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq}$	457	Mpa
	<b>Comparación</b>		<b>457 &lt; 640</b>	<b>cumple</b>
Verificación por presión admisible en los filetes	Presión aplicada	$p$	200	Mpa
	<b>Comparación</b>		<b>200 &lt; 260</b>	<b>cumple</b>
Momento total	Momento de fricción entre placa y tornillo	$M_{fp-t}$	2481	N.mm
	Momento de ajuste	$M_{Ajuste}$	5577	N.mm

Verificación por fuerza fluctuante	Fuerza externa en el tornillo	$F_{ext/t}$	465	N
	Esfuerzo alternante en el tornillo	$\sigma_{a/t}$	16.4	Mpa
	Esfuerzo límite de fatiga	$\sigma_A$	63.8	Mpa
	Factor de seguridad	$FS$	3.9	FS
<b>Comparación</b>			<b>3.9&gt;1.2</b>	<b>cumple</b>

### 3.8. Estructura de soporte, soporte de mecanismo y mecanismo

La estructura soporte, el soporte de mecanismo y el mecanismo se muestran en la figura 3.30.

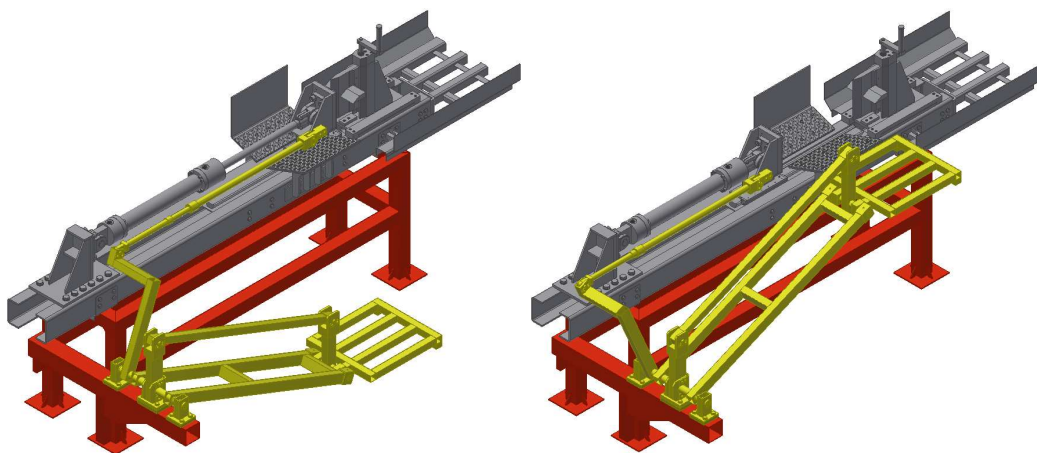


Figura 3. 30. Estructura soporte, soporte de mecanismo y mecanismo de la máquina astilladora de troncos

La estructura de soporte (Resaltado con color rojo) se encargará de soportar la máquina astilladora de troncos. Sobre esta estructura se apoya un mecanismo (Resaltado con color amarillo). Este mecanismo aprovecha el movimiento de avance del cilindro para llevar la plataforma al nivel del suelo para colocar el tronco (Véase lado izquierdo de la imagen), mientras que el movimiento de retroceso del cilindro para levantar el tronco al nivel de la máquina para facilitar el proceso de admisión (Véase lado derecho de la imagen).

#### Mecanismo

El DCL del mecanismo se muestra en la figura 3.31 y las cargas actuantes sobre este serán los pesos de los elementos de la tabla 3.9.

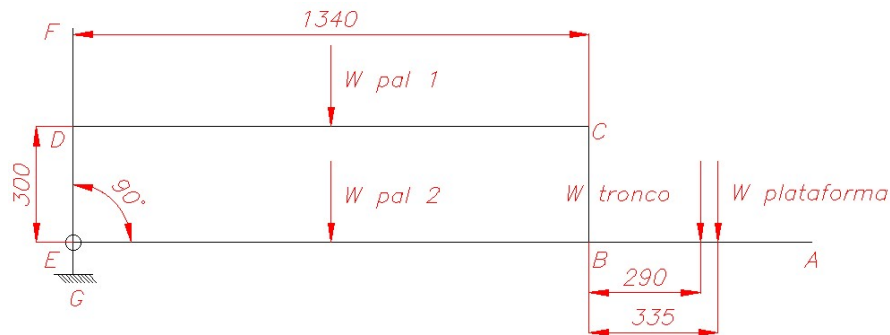


Figura 3. 31. DCL del mecanismo de admisión de troncos

Tabla 3. 9. Lista de cargas aplicadas sobre el mecanismo

Elemento	Simbolo	Peso (N)
Plataforma	$W_{plat}$	146.9
Tronco	$W_{tronco}$	294
Palanca 1	$W_{pal 1}$	31
Palanca 2	$W_{pal 2}$	79.1

La verificación por fluencia del mecanismo se realizó en el anexo 4. Los cuales muestran como punto crítico el punto E de la barra F-E.

Se comprueba por fluencia el punto E y se determina el factor de seguridad para un material ASTM A36.

$$\sigma_n = \frac{448}{384} = 1.2 \text{ Mpa} \quad \tau_c = \frac{536}{384} = 1.4 \text{ Mpa} \quad \sigma_f = \frac{664784 * 30}{193152} = 103.2 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3 * (\tau_c)^2} = \sqrt{(1.2 + 103.2)^2 + 3 * (1.4)^2} = 104.4 \text{ Mpa}$$

$$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{250}{104.4} = 2.3$$

### 3.8.1. Estructura principal

La estructura principal consiste en una mesa conformada de tubos de 75x75x2 de acero ASTM A36 (Ver figura 3.32). La estructura principal se encargará de soportar el peso de la máquina astilladora. En uno de sus lados dos patas se unen con un tubo 100x100x3, también de acero ASTM A36 con un exceso de longitud el cual soportará el mecanismo de alimentación de troncos. Para analizar la estructura se aplicarán sobre esta las reacciones calculadas en el tubo de soporte del mecanismo, así como el peso de la máquina astilladora. Para realizar el cálculo, primero se calcularán las cargas aplicadas



sobre el tubo de soporte de mecanismo. Una vez realizado el cálculo de las reacciones de la unión con la estructura principal, estas serán trasladadas hacia dicha estructura para calcular sus respectivas reacciones. El esquema de la estructura soporte se simplificó a un marco en el parte superior apoyado por 4 patas. El esquema del tubo soporte de mecanismo y el de la estructura principal se muestran en las figuras 3.33 y 3.34 respectivamente. Como se aprecia, las cargas de peso de la máquina van aplicadas sobre las barras D-E, G-H. Mientras que las reacciones del soporte de mecanismo se aplicarán en la barra A-D.

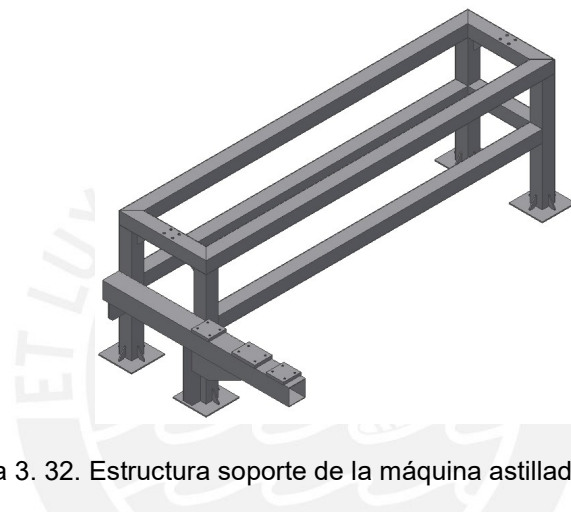


Figura 3. 32. Estructura soporte de la máquina astilladora de troncos

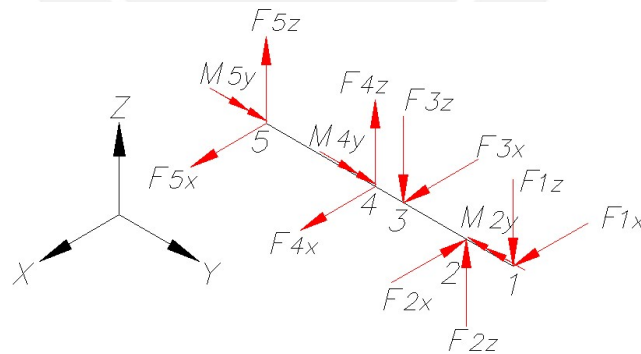


Figura 3. 33. Esquema simplificado de la estructura soporte

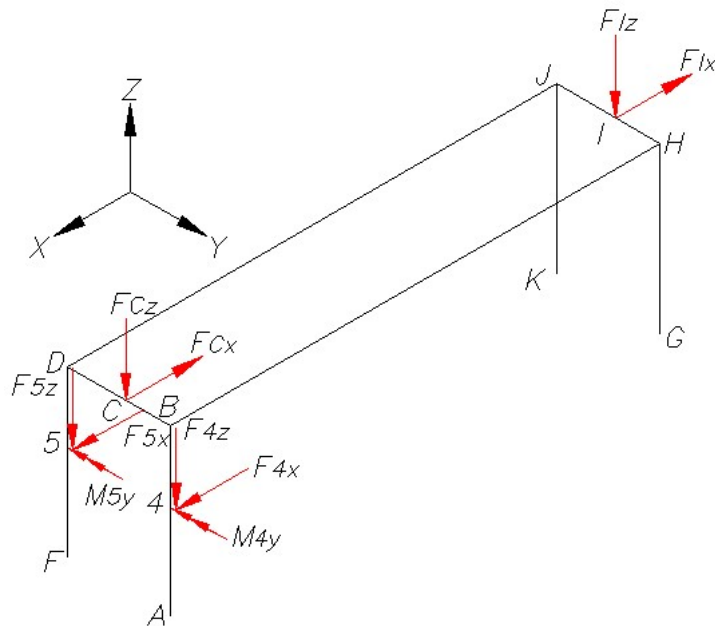


Figura 3. 34. Esquema simplificado de la estructura soporte

En el anexo 5 se realizaron los cálculos correspondientes de las reacciones en los apoyos y fuerzas internas de la estructura. A continuación, se muestra la verificación por fluencia de la sección crítica del soporte la cual se ubica en el punto A.

$$\sigma_n = \frac{F_{Az}}{A} = \frac{1243.3}{584} = 2.1 \text{ Mpa}$$

$$\tau_c = \frac{F_{Ax}}{A} = \frac{1624.3}{584} = 2.8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_{Ay} * c_{\text{máx}}}{I} = \frac{607765 * 37.5}{2636719} = 8.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2.1 + 8.6)^2 + (2.8)^2} = 11.8 \text{ Mpa}$$

$$FS = \frac{250}{11.8} = 21.2$$

### 3.9. Circuito de potencia

El circuito de potencia (Ver figura 3.34) consiste en un circuito de arranque directo a través del contactor KM1. Además, el circuito contará con los fusibles (F) y relevos térmicos (FR) para garantizar la seguridad del sistema.

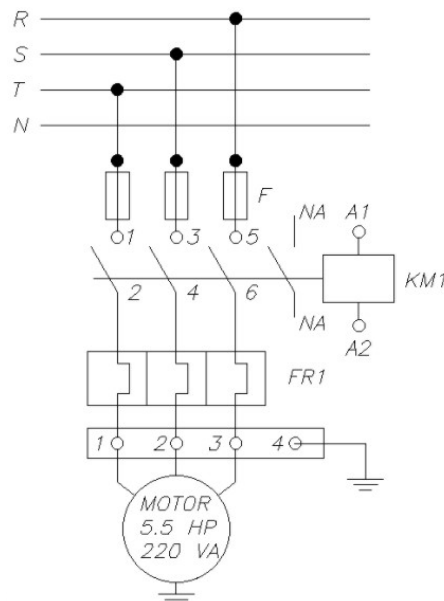


Figura 3. 35. Circuito de potencia

### 3.10. Diseño del sistema hidráulico

A continuación, se desarrollará el sistema hidráulico necesario para el manejo de la máquina, así como la selección de cada de sus componentes.

#### 3.10.1. Descripción del sistema hidráulico

Una vez el tronco este cargado en las placas en V, se accionará la señal Y1 a la válvula 1 para que el fluido ingrese al cilindro de manera que empuje el vástago y se realice el desplazamiento del tronco. La velocidad de avance no sobrepasará 60 mm/s lo cual será garantizado por la capacidad de la bomba. El retorno del vástago se dará con el accionamiento de la señal Y2 sobre la válvula mencionada anteriormente y podrá darse durante cualquier instante del recorrido del cilindro. El retorno del vástago se realizará a la máxima velocidad posible por lo que no se utilizarán válvulas reguladoras de caudal. La presión máxima de trabajo del sistema será regulada con una válvula limitadora de presión. En caso de que la presión de trabajo llegue a superar la presión establecida, esta válvula dirigirá el fluido hacia el tanque evitando la elevación de la presión. El esquema del sistema hidráulico se muestra en la figura 3.35.

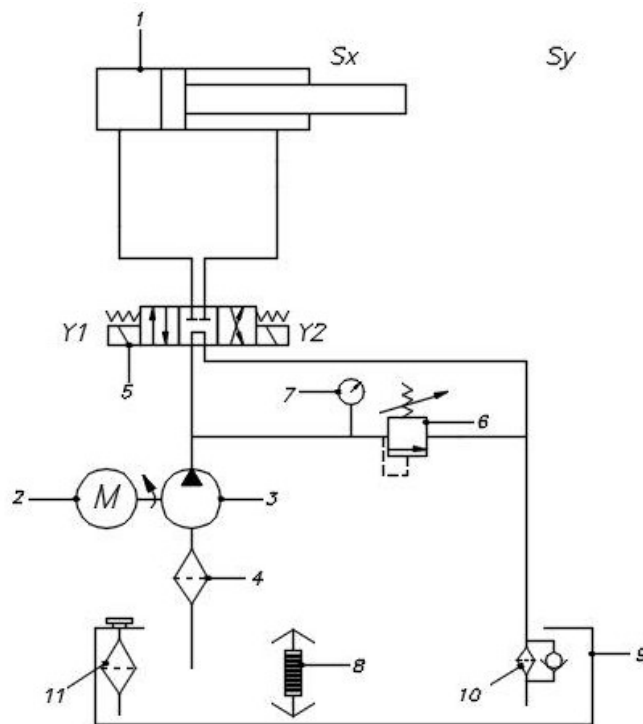


Figura 3. 36. Esquema hidráulico del sistema

De acuerdo con la figura 3.35, el sistema hidráulico se compone de los siguientes elementos:

- |  |  |                                   |
|--|--|-----------------------------------|
| 1. Cilindro hidráulico de doble efecto | 5. Válvula de distribución 4/3 con solenoide | 9. Tanque de aceite               |
| 2. Motor eléctrico                     | 6. Válvula limitadora de presión             | 10. Filtro de retorno             |
| 3. Bomba de engranajes                 | 7. Manómetro                                 | 11. Filtro de llenado/respiradero |
| 4. Filtro de succión                   | 8. Medidor de nivel de aceite                |                                   |

### 3.10.2. Descripción del diagrama eléctrico

El diagrama cuenta con el botón de encendido P1 accionará el contactor KM1 el cual encenderá el motor eléctrico. El botón P0 se encarga de apagar el motor. De acuerdo con la norma SS-EN-609-1 Para accionar el cilindro son necesarios dos pulsadores “hold to run”, esto con el fin de hacer que el accionamiento del cilindro no se pueda dar por accidente y que necesariamente se accione con ambas manos del trabajador. Para ello se usarán dos señales P2 y P3 los cuales accionarán la señal del solenoide Y1 y un indicador de avance H1. Esta señal Sy desactivará el solenoide Y1 una vez que el vástago llegue hasta su máximo recorrido. De manera análoga sucede lo mismo con la

señal del solenoide Y2 la cual será accionada con dos pulsadores “hold to run” P4 y P5 y se desactivará cuando el vástago llegue a su posición de inicio y active la señal Sx. El diagrama eléctrico se muestra en la figura 3.36.

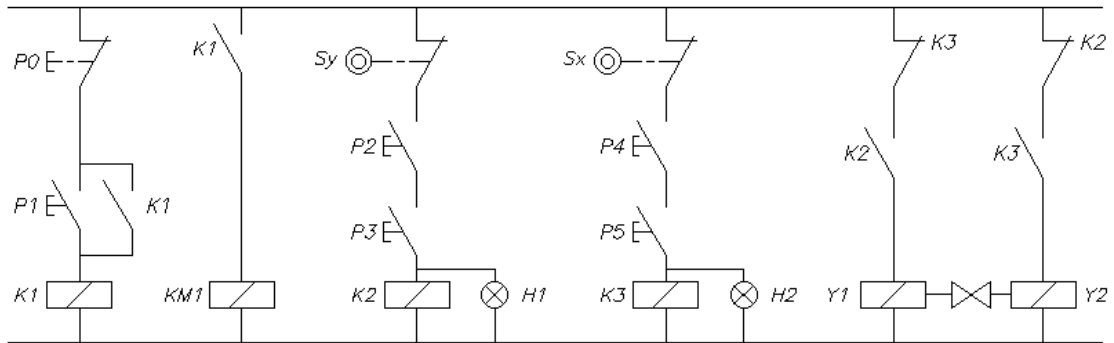


Figura 3. 37. Diagrama eléctrico del sistema

### 3.10.3. Cilindro

El elemento motriz que convertirá la energía hidráulica en la fuerza de compresión necesaria para realizar la partición del tronco es el cilindro hidráulico. La longitud del cilindro será de 550 mm con el fin de dejar un espacio para que el tronco pueda posicionarse adecuadamente y sin dificultad.

Se establecerá la presión de trabajo máxima de 100 bares y a partir de ello se determinará el diámetro mínimo de embolo con la ecuación.

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

$$A = \frac{30000 \text{ N}}{10 \text{ Mpa}} = 3000 \text{ mm}^2$$

$$d_{min-emb} = \sqrt{A * \frac{4}{\pi}}$$

$$d_{min-e} = \sqrt{3000 * \frac{4}{\pi}} = 61.8 \text{ mm}$$

De acuerdo con el catálogo de selección de cilindros Parker el cual se adjunta en el anexo 6, el diámetro inmediatamente superior es de 63 mm. El diámetro de émbolo más pequeño para ese tamaño de vástago es de 40 mm. A continuación, se realizará la verificación de resistencia del émbolo del cilindro por pandeo.

### Verificación por pandeo

Primero se calculará el radio de giro del cilindro. Este parámetro se obtiene de la relación entre la inercia y el área de la sección del elemento. Al tratarse de una sección circular, el radio de giro será la cuarta parte de su diámetro. Por tanto, se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3.32)$$

$$i = \frac{d_{vástago}}{4} \quad (3.33)$$

$$i = \frac{40}{4} = 10 \text{ mm}$$

La esbeltez se define como la relación entre la longitud efectiva del cilindro y el radio de giro del mismo.

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \quad (3.34)$$

La longitud efectiva del cilindro se puede definir como la longitud real desplazada del cilindro multiplicada por un factor que depende de la disposición de los apoyos del cilindro. Para este caso, el cilindro se encuentra pivotado en la parte posterior del vástago y libre en la parte frontal, por lo cual el factor de corrección por pandeo es 2. Con una longitud deseada del vástago es de 550 mm se tiene en la ecuación 3.34 lo siguiente:

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{2 * 550}{10} = 110$$

La verificación del cilindro seleccionado se realizará comparando la fuerza crítica de pandeo del cilindro con la fuerza de corte requerida. Para ellos se recurrirá a la fórmula de pandeo de Euler la cual se muestra en la ecuación 3.35.

$$F \leq \frac{\pi^2 * E * I}{FS * L_p^2} \quad (3.35)$$

El factor de seguridad recomendado para cilindros hidráulicos se encuentra entre valores de 5 a 8. Para este caso se escogerá un factor de seguridad de 6. Se obtiene lo siguiente:

$$30\ 000 \leq \frac{\pi^2 * 210\ 000 * \pi * 40^2}{6 * 110^2 * 4}$$

$$30\ 000 \leq 35\ 875$$

Finalmente se comprueba que el cilindro no fallará por el efecto de pandeo ante la carga de 30 000 N. Por lo que se establece que es necesario un cilindro  $\phi$  63 x  $\phi$  40 x 550 (Ver figura 3.37.) para lograr satisfactoriamente el corte del tronco.

Con las dimensiones establecidas del cilindro se determina la presión de trabajo máxima real del sistema hidráulico.

$$p_{trab} = 10 * \frac{F}{A} = 10 * \frac{30000\ N}{\frac{\pi * 63^2}{4}\ mm^2} = 96.2\ bar$$



Figura 3. 38. Cilindro hidráulico  $\phi$  63 x  $\phi$  40 x 550

#### 3.10.4. Bomba

El siguiente paso consiste en determinar las especificaciones de la bomba que se encargará de transformar la energía proporcionada por el motor en energía hidráulica y de esta forma impulsar ambos cilindros. Para este caso se usará una bomba de engranajes debido a que se desea un caudal constante ante una variación de fuerzas a lo largo del recorrido del vástago. La velocidad de avance deseada será de 60 mm/s con

el fin de poder cumplir con la producción establecida la cual será comprobada en la siguiente sección de velocidad de movimiento del cilindro. Los parámetros principales para seleccionar una bomba son el caudal y la presión máxima.

$$Q = Vel * A * 6 \quad (3.36)$$

Con los datos obtenidos anteriormente se puede determinar el caudal para el cilindro en el avance.

$$Q_{avance} = Vel_{avance} * A_{émbolo} * 6 = 60 \times 31.17 * 6 = 11220 \frac{cm^3}{min}$$

Con el valor de caudal establecido y asumiendo una velocidad de giro del motor eléctrico de 1760 rpm se calcula el desplazamiento volumétrico.

$$V_p = \frac{Q_{avance}}{n * \eta_v} \quad (3.37)$$

Donde  $\eta_v$  es la eficiencia volumétrica la cual se considera de 0.97. Reemplazando los datos.

$$V_p = \frac{11222}{1760 * 0.97} = 6.61 \frac{cm^3}{rev}$$

De acuerdo con este valor y la presión de 100 bares como máxima presión de trabajo, se selecciona la bomba de engranajes de aluminio SAUER DANFOSS modelo SNP2NN/8,0LN 04AAP1B7B5NNNN/NNNNN (Ver figura 3.38) con las características indicadas en la tabla 3.10.

Tabla 3. 10. Características principales de la bomba SAUER DANFOSS

Desplazamiento volumétrico (cm <sup>3</sup> /rev)	Presión de trabajo máxima intermitente (bar)
8.4	250





Figura 3. 39. Bomba SAUER DANFOSS modelo SNP2NN/8,0LN04AAP1B7B5NNNN/NNNNN

Con ese nuevo desplazamiento volumétrico el caudal real máximo se calcula a partir de la ecuación 3.38.

$$Q_{avance\ bomb} = V_{p\ bomb} * n * \eta_v \quad (3.38)$$

$$Q_{avance\ bomb} = 8.4 * 1760 * 0.97 = 14340 \frac{cm^3}{min}$$

Debido a que, con este nuevo caudal, la velocidad de avance del cilindro se incrementará, se utilizará en la línea el regulador de caudal a  $11220\ cm^3/min$ . Sin embargo, en el retorno se utilizará como dato el máximo caudal para calcular la velocidad de retorno del cilindro modificando la ecuación 3.38.

$$Vel_{retorno} = \frac{Q_{avance\ bomb}}{A_{anular} * 6} = \frac{14340}{18.61 * 6} = 128.4 \frac{mm}{s}$$

### Velocidad de movimiento del cilindro

Si se desea que la producción mínima sea de 450 troncos en un día laboral de 8 horas, el tiempo necesario para procesar cada tronco será el siguiente:

$$t_{total} = \frac{8 * 3600}{450} = 64\ s/tronco$$

Para comprobar si el tiempo de procesamiento es suficiente, es necesario realizar un estimado de tiempos en los que el trabajador demoraría en realizar cada actividad correspondiente al uso de la máquina. Las actividades involucradas en el procesamiento de un tronco son las siguientes:

- Separar tronco
- Cargar el tronco hasta la posición de corte
- Alinear la cuchilla

- Astillar el tronco
- Retroceder el cilindro

Se sabe que para separar el tronco se puede tardar aproximadamente 15 segundos. Asimismo, para trasladar al tronco desde la posición de trabajo hasta el cargador puede tomar como máximo 15 segundos y en caso de que se requiera acomodar la cuchilla para centrar el tronco, se diseñó el eje de manera que con cada vuelta se avancen 2 cm para una carrera de 5.3 cm. Por lo que el tiempo para realizar el centrado demorará 10 segundos como máximo. Todos esos tiempos suman 40 segundos de trabajo. Por ende, se disponen de 24 segundos para poder realizar la operación de corte. Las velocidades deseadas para el avance y retroceso del cilindro se establecieron inicialmente como de 60 mm/s y 148 mm/s respectivamente. El tiempo empleado por estos dos movimientos será definido con la ecuación 3.39.

$$t_{cil} = \frac{D}{Vel} \quad (3.39)$$

Para el avance del cilindro,

$$t_{cil-avanc} = \frac{550}{60} = 9.2 \text{ seg}$$

Para el retroceso del cilindro,

$$t_{cil-retroceso} = \frac{550}{128.4} = 4.3 \text{ seg}$$

En la tabla 3.11 se muestran las acciones de la máquina, así como su respectivo tiempo empleado.

Tabla 3. 11. Tiempo de cada actividad de la máquina

Actividad	tiempo (s)
Separar tronco	15.0
Cargar tronco	15.0
Alinear tronco	10
Comprimir	9.2
Retroceder cilindro	4.3
<b>TOTAL</b>	<b>53.5</b>

Por tanto, las velocidades definidas para cada cilindro en cada etapa garantizan la capacidad mínima deseada.

### 3.10.5. Motor eléctrico

El elemento que extraerá energía eléctrica y la transformará en energía mecánica para la bomba es el motor eléctrico. El flujo de energía pasará a través del motor, el acoplamiento, la bomba y finalmente hacia los cilindros. Para seleccionar el motor se requiere de la potencia máxima y el torque máximo.

La potencia máxima se calcula a partir de la presión máxima y el caudal máximo.

$$P = 1.25 * \frac{p_{trab} * n * V_{p\ bomb}}{600 * \eta_{tot}} \quad (3.40)$$

Donde:

$\eta_{tot}$ : Eficiencia del sistema hidráulico, la cual se considera 85%

Reemplazando los valores se obtiene.

$$P = 1.25 * \frac{96.2 * 1760 * 8.4}{600 * 0.85} = 3486\ W = 3.49\ kW = 4.67\ HP$$

Otro dato importante para la selección del motor es el torque máximo, el cual será calculado con la ecuación 3.41.

$$T = \frac{V_{p\ bomb} * p}{20 * \pi * \eta_{hm}} \quad (3.41)$$

$$T = \frac{8.4 * 96.24}{20 * \pi * 0.95} = 13.6\ N.m$$

De acuerdo con estos datos se selecciona la unidad motor-bomba modelo Y2-112M-4P (Ver figura 3.39.). La cual incluye la bomba de engranajes internos mencionada anteriormente, un motor y su respectivo acoplamiento. Las características de la unidad se muestran en la tabla 3.12.

Tabla 3. 12. Características del motor eléctrico del grupo motor-bomba

Potencia nominal a 60 Hz (HP)	Velocidad de giro a 60 Hz (rpm)	Torque nominal a 60 Hz (N.m)
5.5	1800	21



Figura 3. 40. Motor trifásico serie Y2

### 3.10.6. Válvula limitadora de presión

El elemento encargado de proteger el sistema hidráulico ante posibles sobrepresiones que se puedan producir durante la manipulación de la máquina es la válvula limitadora de presión. La válvula tendrá establecida una presión de 100 bares, debido a que una mayor presión de trabajo aumentaría el torque requerido por la bomba para desplazar el fluido, lo cual puede generar desperfectos en la bomba. Bajo una presión de trabajo menor a la establecida, la válvula permanecerá cerrada; sin embargo, cuando la presión de trabajo supere dicho valor por alguna razón, la válvula se abrirá automáticamente y de esa manera el fluido será descargado hacia el tanque y así mantendrá la presión al valor establecido.

Para ello se seleccionó la válvula limitadora de presión de la marca Sunhydraulics de modelo RDBA (Ver figura 3.40.), cuyo catálogo se adjunta en el anexo 8, la cual puede soportar hasta 350 bares y un caudal de 4gpm.

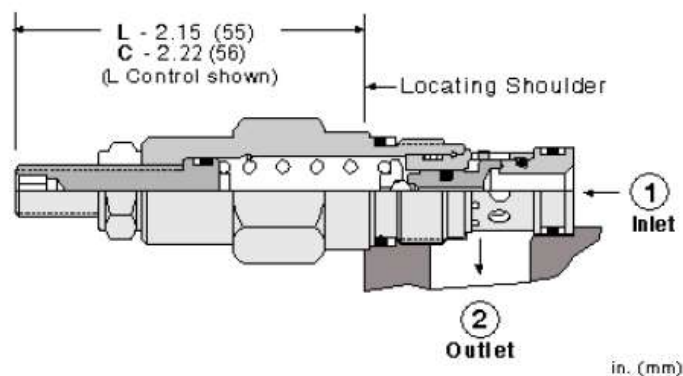


Figura 3. 41. Válvula limitadora de presión modelo RDBA.

### 3.10.7. Válvula 4/3

La válvula de cuatro vías y tres posiciones (Ver figura 3.41.) permite el movimiento en dos sentidos de los cilindros. El esquema de la figura muestra que en la posición central no existe flujo de aceite y, por ende, el cilindro se mantiene estático, mientras que las posiciones tanto derecha e izquierda permiten el movimiento del cilindro tanto en avance como retroceso. Se determinó que el manejo de la válvula se realice con solenoides controlados desde la posición de mando.

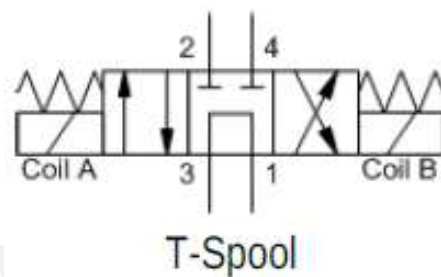


Figura 3. 42. Esquema de la válvula 4/3 [8]

Para seleccionar la válvula se requieren de la presión máxima la cual es 100 bares y el caudal máximo requerido el cual es 13.58 L/min.

Se seleccionó una válvula 4/3 de la marca Sunhydraulics de modelo DNDC (Ver figura 3.42.), cuyo catálogo se adjunta en el anexo 8, ya que admite un caudal máximo de 5gpm. Además, se eligió la configuración T, como se mostró en la figura 3.43, de manera que, en la posición media, la válvula descargue el fluido directamente hacia el tanque sin activar la válvula de alivio. De acuerdo con las especificaciones de la válvula se observa la curva de rendimiento de la configuración T (Ver tabla 3.13.) que indica que para un caudal de 13.58 L/min, la presión máxima se reduce a 240 bares. Al ser esta presión mayor a la presión de trabajo, se infiere que la válvula satisface las condiciones de operación de la bomba.

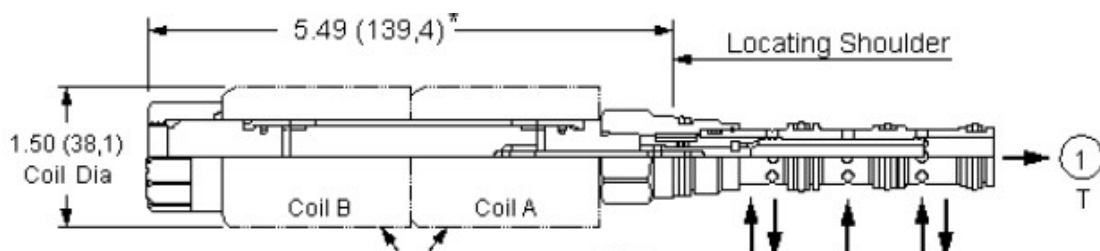
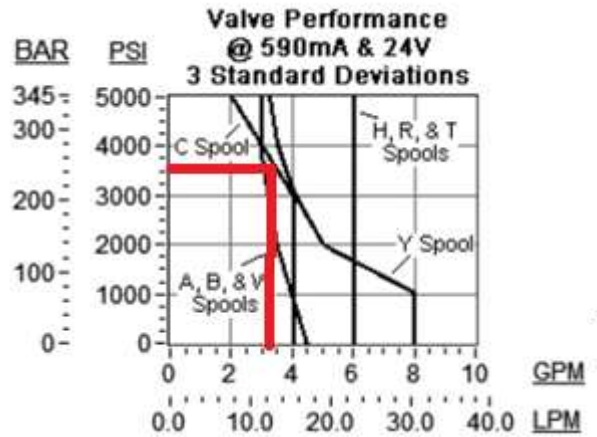


Figura 3. 43. Válvula Sunhydraulics modelo DNDC

Tabla 3. 13. Curva de rendimiento de la válvula DNDC



### 3.10.8. Dimensionamiento de tanque

El tanque de aceite debe contener la cantidad necesaria de aceite con el fin de evitar que, al ser depositado nuevamente en el tanque, tenga tiempo suficiente para que disipe el calor que absorbe durante el ciclo de trabajo y evitar variaciones considerables en la viscosidad.

Para el dimensionamiento se tomará como referencia la norma JIC la cual esta adjunta en el anexo 9. Esta norma incluye algunos elementos que permiten al tanque realizar correctamente su función los cuales están representados en la figura 3.43 y son los siguientes.

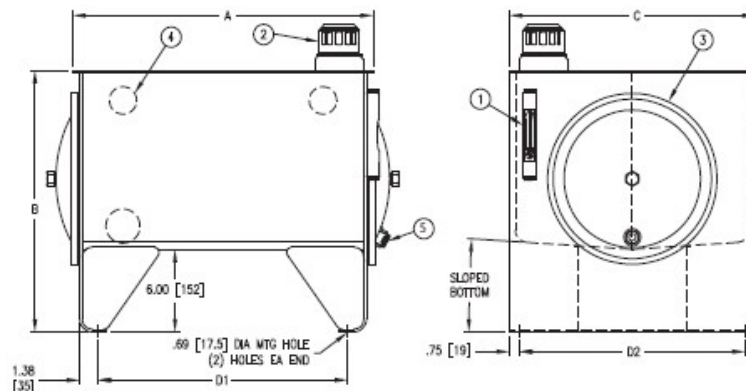


Figura 3. 44. Esquema de tanque según norma JIC.

- 1) Medidor de nivel el cual permite medir constantemente el nivel de aceite del tanque.
- 2) Respiradero que permite introducir aceite al tanque y a la vez evita presiones negativas durante la succión que realiza la bomba
- 3) Tapa de cubierta el cual sirve de acceso para realizar actividades de mantenimiento.
- 4) Baffle con agujeros que permite que, cuando el fluido retorne al tanque, este realice un recorrido alrededor de este y se realice de manera más efectiva la transferencia de calor
- 5) Tapa de drenaje para expulsar el aceite del tanque de ser necesario.

Para definir el volumen del tanque de aceite se recurrirá a la ecuación 3.42.

$$V_{tanque} = Q_{avance\ bomb} * k_t \quad (3.42)$$

Para esta ecuación es necesario trabajar con el caudal de retroceso puesto que es en el retroceso del cilindro donde se genera mayor caudal. Asimismo,  $k_t$  adquiere un rango de valores dependiendo del caso del que se trate la aplicación [9]. El caso de esta máquina se trata de una instalación estacionaria por lo que su valor se encuentra en el rango de 3 a 5. Debido a que solo se acciona solamente un componente, se tomará el menor valor dentro del rango.

$$V_{tanque} = 14340 \frac{cm^3}{min} * 3 = 43020 \frac{cm^3}{min} = 11.4\ gal$$

En la tabla 3.14 se selecciona el tanque que pueda almacenar dicha cantidad de aceite y se muestran las dimensiones de este.

Tabla 3. 14. Dimensiones de tanque de aceite según norma JIC.

Tank Dimensions (inches)										
Capacity (gal)	Part No.	A Length	B Height	C Width	Mounting Centers		Access Cover	Material Thickness		Piece Weight (lb)
					D1 ± .12	D2 ± .12		End	Top	
10	V10010	22.00	19.00	18.00	18.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	105
15	V10015	26.00	19.00	18.00	22.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	115
20	V10020	30.00	19.00	18.00	26.25	16.50	12.00	7 Ga	7 Ga	126
30	V10030	36.00	19.38	24.00	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	175
40	V10040	36.00	21.00	24.00	32.25	22.50	12.00	7 Ga	7 Ga	185

### 3.10.9. Filtros

La función de los filtros, es reducir el nivel de contaminación del aceite en el tanque y evitar efectos negativos en los equipos del sistema hidráulico, lo cual puede repercutir

en costos de mantenimiento elevados. De acuerdo con el esquema hidráulico mostrado en el capítulo 2, se requiere de un filtro de llenado, de un filtro de retorno, y de un filtro de succión.

Los filtros a seleccionar serán de la marca Ikron. Para poder seleccionar correctamente el filtro hay que tomar en cuenta el caudal requerido y el grado de filtración. El caudal requerido para cada filtro es de 14.3 l/min y será requerido por todos los filtros.

Para definir el grado de filtración para el retorno se recurrirá a la guía Ikron para determinar el grado de filtración. Las posibles situaciones se muestran en la tabla 3.15. El caso del presente proyecto es de una bomba de engranajes y motor de uso continuo con una presión menor a 140 bares. Por ende, el grado de filtración será ISO 21/19/16, esta denominación significa que la cantidad de partículas admisibles son las siguientes:

- 21 partículas de 4  $\mu m$  por cada mL de fluido
- 19 partículas de 6  $\mu m$  por cada mL de fluido
- 16 partículas de 16  $\mu m$  por cada mL de fluido

Tabla 3. 15. Grado de filtración Ikron

SELECTION OF DEGREE OF FILTRATION					
COMPONENT	USE	PRESSURE LEVEL (bar)	NAS 1638	ISO 4406:1999	DEGREE OF FILTRATION IKRON
GEAR PUMPS AND MOTORS	OCCASIONAL	X<140	11	22/20/17	RP/SP025 - FB060
		140<X<210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		X>210	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
	CONTINUOUS	X<140	10	21/19/16	RP/SP010 - FG025
		140<X<210	9	20/18/15	FG010
		X>210	8	19/17/14	FG010
FIXED AND VARIABLE DISPLACEMENT PISTON PUMPS AND MOTORS	OCCASIONAL	X<140	9	20/18/15	RP/SP010 - FG025
		140<X<210	9	20/18/15	RP/SP010 - FG025
		X>210	8	19/17/14	FG010
	CONTINUOUS	X<140	8	19/17/14	FG010
		140<X<210	8	19/17/14	FG010
		X>210	7	18/16/13	FG006 - FG010

Además, se requiere de un elemento filtrante de microfibras de vidrio con eficiencia de 99.5%.

De acuerdo con ello se selecciona el filtro Ikron modelo HF 547 con grado de filtración FG025 determinado en la sección anterior, el cual indica un grado de filtración de 25  $\mu m$ . De acuerdo con la tabla 3.16, se seleccionó el filtro HF 547-10.095, cuyas dimensiones se adjuntan en el anexo 10, ya que soporta un caudal de 20 l/min.



Tabla 3. 16. Filtro de retorno HF 547

**MICRO-FIBRE GLASS FLOWS**

Filter type	Ports			Degree of filtration			
				FG003	FG006	FG010	FG025
	GAS (BSPP)	NPT	SAE J514b	Flow Δp= 5.8 psi (0,4 bar) ("AS" version values) US gpm (l/min)			
	<b>G 3/8</b>	<b>3/8 NPT</b>	<b>9/16-18 UNF-2B</b>	<b>4.0 (15)</b>	<b>4.0 (15)</b>	<b>5.3 (20)</b>	<b>5.3 (20)</b>
<b>HF 547-10.095</b>	G 1/2	1/2 NPT	3/4-16 UNF-2B	5.3 (20)	5.3 (20)	6.6 (25)	7.9 (30)
	G 3/4	3/4 NPT	1 1/16-12 UNF-2B	6.6 (25)	6.6 (25)	7.9 (30)	10.6 (40)
	G 3/8	3/8 NPT	9/16-18 UNF-2B	5.3 (20)	5.3 (20)	5.3 (20)	5.3 (20)
<b>HF 547-10.145</b>	G 1/2	1/2 NPT	3/4-16 UNF-2B	6.6 (25)	7.9 (30)	7.9 (30)	9.2 (35)
	G 3/4	3/4 NPT	1 1/16-12 UNF-2B	9.2 (35)	9.2 (35)	10.6 (40)	13.2 (50)
	G 3/8	3/8 NPT	9/16-18 UNF-2B	5.3 (20)	5.3 (20)	5.3 (20)	5.3 (20)
<b>HF 547-10.195</b>	G 1/2	1/2 NPT	3/4-16 UNF-2B	7.9 (30)	7.9 (30)	9.2 (35)	9.2 (35)
	G 3/4	3/4 NPT	1 1/16-12 UNF-2B	10.6 (40)	11.9 (45)	13.2 (50)	14.5 (55)

Luego se selecciona el filtro de succión para el cual se eligió el modelo HF 410 y se definió un grado de filtración de 90 μm y como medio de filtro mallas de acero. De acuerdo con la tabla 3.17, se selecciona el filtro HF 410-10.060, cuyas dimensiones se adjuntan en el anexo 10, el cual soporta un caudal de 15 l/min.

Tabla 3. 17. Filtro de succión HF 410

**NOMINAL FLOWS**

Filter type	Ports GAS (BSPP)	Degree of filtration				
		MI025	MI060	MS090	MI125	MI250
		Nominal Flow ("AS" version values) US gpm (l/min)				
<b>HF 410-10.060</b>	<b>G 3/8</b>	<b>1.3 (5)</b>	<b>2.6 (10)</b>	<b>4.0 (15)</b>	<b>4.0 (15)</b>	<b>4.0 (15)</b>
	G 1/2	4.0 (15)	5.3 (20)	6.6 (25)	6.6 (25)	6.6 (25)
	G 1/2	4.0 (15)	5.3 (20)	6.6 (25)	6.6 (25)	6.6 (25)
<b>HF 410-20.077</b>	G 3/4	5.3 (20)	6.6 (25)	7.9 (30)	7.9 (30)	7.9 (30)
	G 1	6.6 (25)	7.9 (30)	10.6 (40)	10.6 (40)	10.6 (40)
	G 1 1/4	7.9 (30)	11.9 (45)	14.5 (55)	14.5 (55)	14.5 (55)
	G 1/2	5.3 (20)	6.6 (25)	7.9 (30)	7.9 (30)	7.9 (30)
<b>HF 410-20.122</b>	G 3/4	6.6 (25)	7.9 (30)	9.2 (35)	9.2 (35)	9.2 (35)
	G 1	7.9 (30)	9.2 (35)	11.9 (45)	11.9 (45)	11.9 (45)
	G 1 1/4	9.2 (35)	13.2 (50)	15.9 (60)	15.9 (60)	15.9 (60)

Finalmente, se elige el filtro de llenado para el cual se eligió el modelo HB 70 debido a que este incluye un dispositivo contra salpicaduras durante el llenado, y además se definió un grado de filtración de 90 μm. De acuerdo con la tabla se eligió el fitro HB 70-

A-05-E-1, cuyas dimensiones se adjuntan en el anexo 10, cuyas características se muestran en la tabla 3.18.

Tabla 3. 18. Filtro de llenado HB 70

**HOW TO ORDER AN HB 70 FILLER CAP**

1      2      3      4      5  
**HB 70**    -    **A**    -    **05**    -    **G**    -    **1**

1	Cap	CODE
	Filler cap	HB 70

2	Air breather	CODE
	Without	0
	With air breather and 10 [µm] filter	A
	With air breather and 40 [µm] filter	B
	With 0,4 bar pressurized breather and 10 [µm] filter	C
	With 0,4 bar pressurized breather and 40 [µm] filter	D

3	Fixing	CODE
	Flange with screws	05
	45° flange with screws	08
	Welding flange	10
	Extension to be welded 1.5748 in (40 mm) long	15
	Extension to be welded 2.5590 in (65 mm) long	20
	Extension to be welded 3.1496 in (80 mm) long	25
	Extension to be welded 5.3150 in (135 mm) long	30
	3/4" GAS male thread	0E

4	Cap options	CODE
	Without	E
	Basket	G
	Level dipstick 7.8740 in (200 mm) long	M
	Level dipstick 15.7480 in (400 mm) long	N
	Level dipstick 23.6220 in (600 mm) long	P
	Antisplash	S
	Custom level dipsticks with different heights are available on request.	

5	Options	CODE
	Without	1
	Internal chainlet	2
	Security element arrangement	3

### 3.10.10. Mangueras hidráulicas

Los elementos que conectarán a los componentes hidráulicos y que transportarán el fluido a cada uno de ellos son las mangueras. Existen tipos de mangueras dependiendo de la presión de operación: mangueras de presión, mangueras de succión y mangueras de retorno. El rango de velocidades recomendadas en función de cada tipo de manguera, así como el valor intermedio elegido para cada caso se muestran en la tabla 3.19.

Tabla 3. 19. Rangos de velocidades y velocidades seleccionadas para las mangueras

Tipo de línea	Rango de velocidades (m/s)	Velocidad seleccionada (m/s)
Presión	0.6-1.2	0.9
Succión	1.5-3.0	2.2
retorno	3.0-6.0	3.5

El siguiente procedimiento sería determinar el diámetro de la manguera, lo cual se realiza utilizando el nomograma de la figura 3.44. En la columna izquierda se ubica el caudal al que trabaja la bomba mientras que en la columna derecha se ubica un punto

dentro del rango de la línea que corresponda. La línea que intercepte a ambos puntos también interceptará a la columna del centro la cual indica el diámetro de manguera correspondiente.

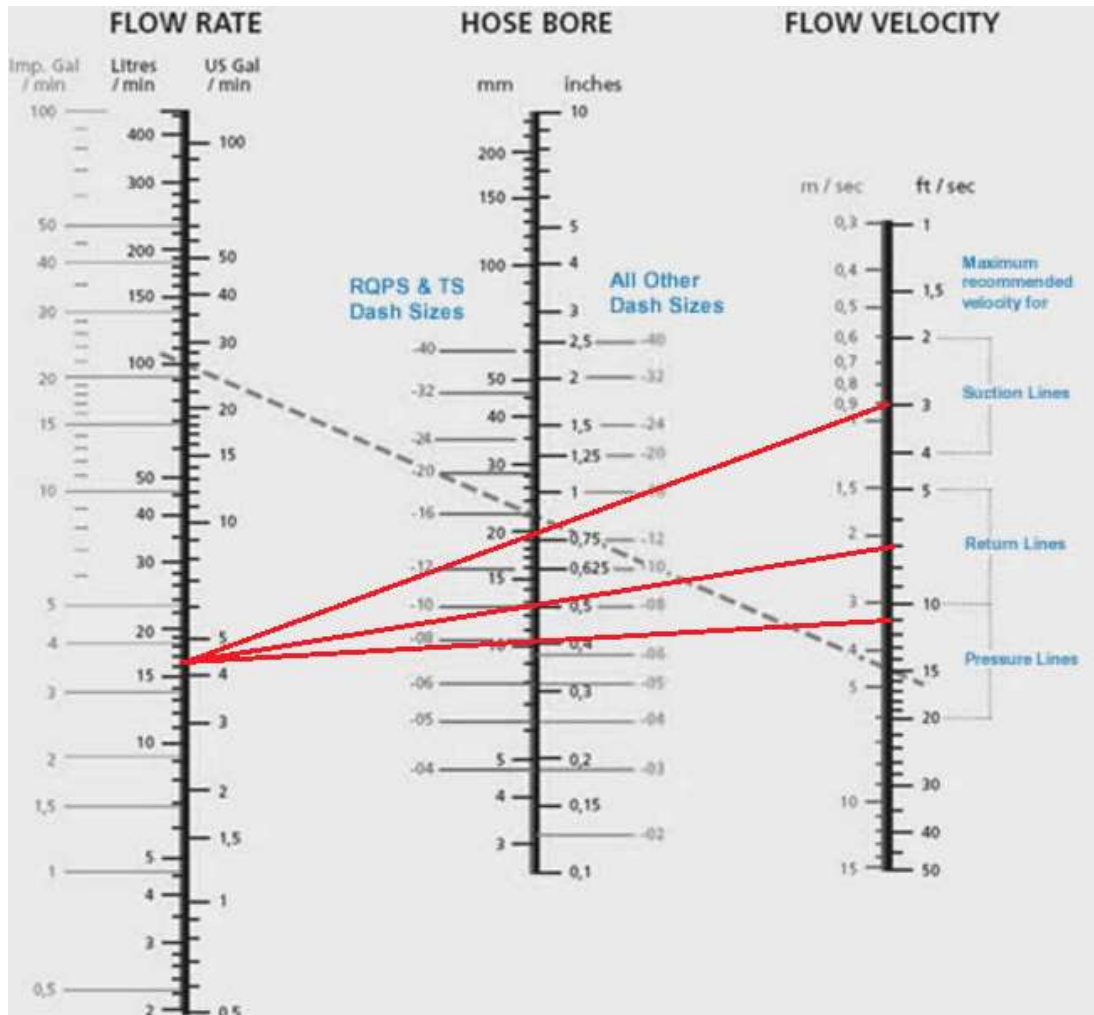


Figura 3. 45. Nomograma para la determinación de diámetros nominales (modificada)

Usando como referencia el caudal máximo de 14.3 L/min se obtiene los diámetros nominales mostrados en la tabla 3.20.

Tabla 3. 20. Selección de mangueras para las diferentes líneas hidráulicas

Tipo de línea	Velocidad establecida (m/s)	Diámetro (pulg)	Modelo de manguera
Presión	0.9	3/8	SAE 100 R5
Succión	2.25	3/4	SAE 100 R4
Retorno	4.5	1/2	SAE 100 R6

## CAPÍTULO 4

### Planos

En este capítulo se realizará un listado de los planos tanto de la máquina ya ensamblada como los planos de despiece de cada elemento. Los planos especificarán los detalles suficientes para la fabricación e inmediata instalación de la máquina. El código de cada plano tendrá como prefijo MAT-EN para planos de ensamble y MAT-DES para los planos de despiece. En la tabla 4.1 se mostrará la lista de planos necesarios para la elaboración de la máquina.

Tabla 4. 1. Lista de planos

Código	Tipo de plano	Tamaño	Título
MAT-EN-01	Ensamble	A0	ENSAMBLE 1
MAT-EN-02	Ensamble	A0	ENSAMBLE 2
MAT-DES-01	Despiece	A2	1-VIGA SOPORTE 1
MAT-DES-02	Despiece	A2	2-VIGA SOPORTE 2
MAT-DES-03	Despiece	A3	3-SOPORTE DE GUIA
MAT-DES-04	Despiece	A3	4-BARRA DE DESGASTE
MAT-DES-05	Despiece	A3	5-APOYO DE GUIA 1
MAT-DES-06	Despiece	A3	6-APOYO DE GUIA 2
MAT-DES-07	Despiece	A3	7-RASCADOR 1
MAT-DES-08	Despiece	A3	8-RASCADOR 2
MAT-DES-09	Despiece	A3	9-RIEL DE GUIA
MAT-DES-10	Despiece	A3	10-SOPORTE DE TRONCO
MAT-DES-11	Despiece	A3	11-SOPORTE DE INGRESO
MAT-DES-12	Despiece	A3	12-PLANCHA DE SOPORTE DE TRONCO
MAT-DES-13	Despiece	A3	13-PLANCHA DE SOPORTE DE INGRESO
MAT-DES-14	Despiece	A3	14-IMPULSOR DE TRONCO
MAT-DES-15	Despiece	A3	15-PLANCHA DE IMPULSOR DE TRONCO
MAT-DES-19	Despiece	A3	19-SOPORTE DE CILINDRO
MAT-DES-20	Despiece	A1	20-SOPORTE DE CUCHILLA
MAT-DES-21	Despiece	A3	21-TAPA DE SOPORTE
MAT-DES-22	Despiece	A3	22-PORTADOR DE CUCHILLA
MAT-DES-23	Despiece	A3	23-APOYO EJE ROSCADO 1
MAT-DES-24	Despiece	A3	24-APOYO EJE ROSCADO 2
MAT-DES-25	Despiece	A3	25-CUCHILLA
MAT-DES-26	Despiece	A3	26-PROTECTOR DE TORNILLOS
MAT-DES-27	Despiece	A3	27-TOPE INFERIOR
MAT-DES-28	Despiece	A3	28-EJE DE CUCHILLA

MAT-DES-29	Despiece	A3	29-PALANCA DE EJE
MAT-DES-30	Despiece	A3	30-AGARRADERA
MAT-DES-31	Despiece	A3	31-CASQUILLO DE AGARRADERA
MAT-DES-32	Despiece	A2	32-TOLVA DE DESCARGA
MAT-DES-33	Despiece	A3	33-APOYO 1
MAT-DES-34	Despiece	A3	34-APOYO 2
MAT-DES-35	Despiece	A0	35-ESTRUCTURA SOPORTE
MAT-DES-36	Despiece	A3	36-UNION IMPULSOR MECANISMO
MAT-DES-37	Despiece	A3	37-COJINETE 1
MAT-DES-38	Despiece	A3	38-PIN 1
MAT-DES-39	Despiece	A3	39-PLACA SEGURO
MAT-DES-40	Despiece	A3	40-COJINETE 2
MAT-DES-41	Despiece	A3	41-PIN 2
MAT-DES-42	Despiece	A3	42-TUBO 1
MAT-DES-43	Despiece	A3	43-COJINETE 3
MAT-DES-44	Despiece	A3	44-TUBO 2
MAT-DES-45	Despiece	A2	45-PALANCA DE MECANISMO
MAT-DES-46	Despiece	A3	46-APOYO DE PALANCA
MAT-DES-47	Despiece	A3	47-BLOQUE ESCALONADO
MAT-DES-48	Despiece	A3	48-TAPA DE BLOQUE
MAT-DES-49	Despiece	A3	49-EJE 1
MAT-DES-50	Despiece	A3	50-SEPARADOR
MAT-DES-51	Despiece	A3	51-COJINETE 4
MAT-DES-52	Despiece	A3	52-CASQUILLO 1
MAT-DES-53	Despiece	A3	53-COJINETE 5
MAT-DES-54	Despiece	A3	54-COJINETE 6
MAT-DES-55	Despiece	A3	55-PIN 3
MAT-DES-56	Despiece	A3	56-BARRA SUPERIOR
MAT-DES-57	Despiece	A2	57-PLATAFORMA
MAT-DES-58	Despiece	A3	58-CASQUILLO 2
MAT-DES-59	Despiece	A3	59-EJE 2
MAT-P	-	A1	POSICIONES DE AVANCE Y RETROCESO
MAT-DH	-	A3	DIAGRAMA HIDRAULICO
MAT-PCH	-	A2	POSICIONES DE TRABAJO DE CIRCUITO HIDRÁULICO
MAT-CP	-	A3	CIRCUITO DE POTENCIA
MAT-DE	-	A3	DIAGRAMA ELECTRICO

## CAPÍTULO 5

### Estimación de costos

En el presente capítulo se presentarán el costo estimado requerido para elaborar la máquina astilladora de troncos. Se realizará una distinción entre los equipos que requieren ser comprados y los equipos que tienen que ser fabricados.

#### 5.1. Costo de componentes y equipos:

Estos costos comprenden los componentes del circuito hidráulico, así como equipos de potencia y elementos prefabricados. El precio de cada componente hidráulico fue aproximado en dólares y se muestra en la tabla 5.1.

Tabla 5. 1 Costo de equipos

COMPONENTE	MODELO	MARCA	PRECIO UNITARIO (US\$)	CANT.	TOTAL (US\$)
Cilindro hidráulico	63MP3MMAMN1 4M550M11	PARKER	764	1	764
Apoyos del cilindro hidráulico pivotados	962110040	PARKER	191	2	382
Horquilla	148732	PARKER	153	1	153
Bomba hidráulica de engranajes	SNP2NN/8,0LN 04AAP1B7B5NNN N/NNNNN	SAUER DANFOSS	287	1	287
Motor eléctrico	Y2-112M-4P 5.5HP 220-380- 440V/60Hz	BEIJING	241	1	241
Válvula limitadora de presión	RDBA	Sunhydraulics	150	1	150
Válvula 4/3	DNDC	Sunhydraulics	200	1	200
Mangueras	SAE 100 R4, R5 y R6	Poberaj	500	1	500
Filtro de retorno	HF 547	Ikron	150	1	150
Filtro de succión	HF 410	Ikron	150	1	150
Filtro de llenado	HB 70	Ikron	150	1	150
Tanque con indicadores de nivel y temperatura	-	-	500	1	500
Tablero eléctrico	-	-	1000	1	1000
Bloque de conexiones	-	-	450	1	450
SUBTOTAL					5403

## 5.2. Costo de tornillos piezas estandarizadas

Los costos involucrados por piezas estandarizadas como tornillos, tuercas, arandelas, entre otros se muestran en la tabla 5.2.

Tabla 5. 2 Costo de equipos

Item	Diámetro	Longitud	Precio unitario (S/.)	Cantidad	Precio parcial (S/.)
Tornillo Allen	M5	16	0.17	14	2.38
Tornillo Allen	M5	25	0.17	6	1.02
Tornillo Allen	M8	12	0.42	4	1.68
Tornillo Allen	M8	16	0.42	16	6.72
Tornillo Allen	M8	20	0.44	28	12.32
Tornillo Allen	M8	25	0.45	2	0.9
Tornillo Allen	M8	40	0.54	8	4.32
Tornillo Allen	M8	60	0.68	5	3.4
Tornillo Allen	M20	45	3.1	4	12.4
Tornillo Allen	M20	50	3.15	4	12.6
Tornillo avellanado	M8	20	0.3	20	6
Tornillo avellanado	M8	25	0.35	4	1.4
Tornillo avellanado	M8	40	0.5	2	1
Tornillo hexagonal	M8	16	0.14	4	0.56
Tornillo hexagonal	M8	20	0.16	2	0.32
Tornillo hexagonal	M12	25	0.37	16	5.92
Tornillo hexagonal	M12	30	0.63	16	10.08
Tornillo hexagonal	M12	35	0.56	12	6.72
Tornillo hexagonal	M12	40	0.61	8	4.88
Tornillo hexagonal	M12	70	1.03	2	2.06
Tornillo hexagonal	M12	100	1.4	8	11.2
Tornillo hexagonal	M16	60	1.52	1	1.52
Tornillo hexagonal	M20	50	2.89	24	69.36
Arandela	M8	-	0.05	6	0.3
Arandela	M12	-	0.15	62	9.3
Arandela	M16	-	0.26	1	0.26
Arandela	M20	-	0.38	24	9.12
Tuerca	M8	-	0.08	20	1.6
Tuerca	M12	-	0.17	46	7.82
Tuerca	M20	-	0.43	20	8.6
Gracera	M6	-	0.69	2	1.38
Prisionero allen	M5	12	0.15	4	0.6
Prisionero allen	M8	12	0.23	2	0.46
Total					218.2
Total (US\$)					66.1

### 5.3. Costo de materiales y fabricación

Los costos comprendidos para la adquisición de materiales y la fabricación fueron determinados estableciendo cuántas planchas y tubos son requeridos, así como las horas de trabajo empleadas para preparar las piezas. El estimado se muestra en la tabla 5.2.

Tabla 5. 3 Costo de materiales y fabricación

CODIGO	PIEZA	CANT.	PRECIO MATERIAL (S/.)	PRECIO MANUFACTURA (S/.)	TOTAL POR PIEZA (S/.)
MAT-DES-01	VIGA SOPORTE 1	1	524	50	574
MAT-DES-02	VIGA SOPORTE 2	1	524	50	574
MAT-DES-03	SOPORTE DE GUIA	1	50	30	80
MAT-DES-04	BARRA DE DESGASTE	1	25	150	175
MAT-DES-05	APOYO DE GUIA 1	1	10	200	210
MAT-DES-06	APOYO DE GUIA 2	1	19	250	269
MAT-DES-07	RASCADOR 1	2	20	240	260
MAT-DES-08	RASCADOR 2	2	20	240	260
MAT-DES-09	RIEL DE GUIA	1	202	200	402
MAT-DES-10	SOPORTE DE TRONCO	1	119	380	499
MAT-DES-11	SOPORTE DE INGRESO	1	193	300	493
MAT-DES-12	PLANCHA DE SOPORTE DE TRONCO	1	10	40	50
MAT-DES-13	PLANCHA DE SOPORTE DE INGRESO	1	14	40	54
MAT-DES-14	IMPULSOR DE TRONCO	1	172	2000	2172
MAT-DES-15	PLANCHA DE IMPULSOR DE TRONCO	1	10	30	40
MAT-DES-19	SOPORTE DE CILINDRO	1	115	1000	1115
MAT-DES-20	SOPORTE DE CUCHILLA	1	283	2000	2283
MAT-DES-21	TAPA DE SOPORTE	1	32	150	182
MAT-DES-22	PORTADOR DE CUCHILLA	1	128	1500	1628
MAT-DES-23	APOYO EJE ROSCADO 1	1	10	80	90



MAT-DES-24	APOYO EJE ROSCADO 2	1	10	80	90
MAT-DES-25	CUCHILLA	1	172	800	972
MAT-DES-26	PROTECTOR DE TORNILLOS	2	364	1600	1964
MAT-DES-27	TOPE INFERIOR	1	10	50	60
MAT-DES-28	EJE DE CUCHILLA	1	17	300	317
MAT-DES-29	PALANCA DE EJE	1	10	300	310
MAT-DES-30	AGARRADERA	1	20	80	100
MAT-DES-31	CASQUILLO DE AGARRADERA	1	17	100	117
MAT-DES-32	TOLVA DE DESCARGA	1	151	1500	1651
MAT-DES-33	APOYO 1	1	27	1200	1227
MAT-DES-34	APOYO 2	1	10	300	310
MAT-DES-35	ESTRUCTURA SOPORTE	1	1402	4800	5702
MAT-DES-36	COLUMNA DE ESTRUCTURA	1	150	500	650
MAT-DES-37	UNION IMPULSOR MECANISMO	1	19	800	819
MAT-DES-38	COJINETE 1	1	10	40	50
MAT-DES-39	PIN 1	1	10	45	55
MAT-DES-40	PLACA SEGURO	4	40	320	360
MAT-DES-41	COJINETE 2	1	10	50	60
MAT-DES-42	PIN 2	1	10	25	35
MAT-DES-43	TUBO 1	1	50	350	400
MAT-DES-44	COJINETE 3	1	18	45	63
MAT-DES-45	TUBO 2	1	69	400	469
MAT-DES-46	PALANCA DE MECANISMO	1	272	1400	1672
MAT-DES-47	APOYO DE PALANCA	2	46	1600	1646
MAT-DES-48	BLOQUE ESCALONADO	1	10	300	310
MAT-DES-49	TAPA DE BLOQUE	1	10	80	90
MAT-DES-50	EJE 1	1	62	80	142
MAT-DES-51	SEPARADOR	2	20	40	60
MAT-DES-52	COJINETE 4	1	33	39	72
MAT-DES-53	CASQUILLO 1	1	53	39	92
MAT-DES-54	COJINETE 5	1	15	25	40
MAT-DES-55	COJINETE 6	2	14	70	84
MAT-DES-56	PIN 3	2	19	90	109
MAT-DES-57	BARRA SUPERIOR	1	49	300	349
MAT-DES-58	PLATAFORMA	1	294	500	794

MAT-DES-59	CASQUILLO 2	1	26	35	61
MAT-DES-60	EJE 2	1	35	50	85
Total					32799
Total (US\$)					9940

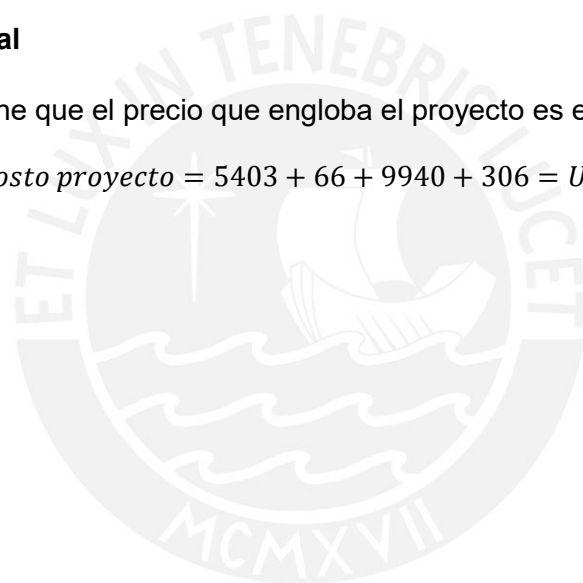
#### 5.4. Costo de diseño

El costo de diseño por hora hombre se asumió de S/. 30 por hora-hombre. En un periodo de 4 meses trabajando 6 días por semana y 5 horas por día se tiene un precio total de S/. 9600 o US\$3057. Repartiendo el costo entre el diseño de aproximadamente 10 máquinas se tiene un costo por unidad de US\$306.

#### 5.5. Costo total

Finalmente se tiene que el precio que engloba el proyecto es el siguiente:

$$\text{Costo proyecto} = 5403 + 66 + 9940 + 306 = \text{US\$15715}$$



## CONCLUSIONES

- Se realizaron ensayos en los cuales se cambiaron diferentes parámetros y finalmente se determinó que la fuerza mínima de corte es de 30000 N y se da con una cuchilla de 30° y con una velocidad de avance de 700 mm/min con poca influencia del diámetro máximo como del diámetro mínimo del tronco. En todos los ensayos se pudo determinar la misma tendencia a ejercer la mayor resistencia aproximadamente al 5% de su longitud. Este dato de fuerza se utilizó como parámetro de diseño, pero bajo una mayor velocidad de desplazamiento del cilindro.
- Se logró diseñar la máquina hidráulica astilladora de troncos con las siguientes características del sistema hidráulico: 550 mm de carrera; fuerza máxima de 30000 N; presión de trabajo máxima de 100 bar; motor eléctrico de 4kW y 1800 RPM; tanque de 15 gal (56.78 l). En cuanto al diseño estructural se obtuvo una estructura de dimensiones generales de 3195x1187.5x1530 mm.
- Si bien la capacidad depende en gran parte de la velocidad con la que el trabajador alimente la máquina, la velocidad del cilindro fue establecida para prevenir los largos tiempos de alimentación y se puede garantizar la capacidad mínima de procesamiento en una jornada laboral de un día.
- La máquina pudo ser diseñada con criterios de seguridad adecuados en cuanto al manejo de los equipos hidráulicos, sin embargo, aún hay que considerar métodos para proteger al trabajador y alejarlo de la interacción entre la cuchilla y el troco mientras está operando.
- El diseño obtuvo como resultado una máquina de US\$ 15715 de costo de fabricación.
- Se pudo garantizar el corte simétrico de 4 partes para el rango de diámetros establecido desde 20 cm hasta 30 cm.

## RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar ensayos con una mayor cantidad de troncos de manera que se pueda tener una fuerza de corte con un mayor nivel de confiabilidad, Así como también realizar los ensayos con cuchillas de dos filos en cruz y no solo con un único filo.
- También se recomienda realizar el ensayo bajo diferentes velocidades para poder determinar una tendencia y así poder predecir el comportamiento de las fuerzas a velocidades mayores.
- En caso sea necesario realizar algún cambio o mejora en la estructura de soporte, este no afectará el diseño de la máquina astilladora puesto que las fuerzas internas por la reacción del corte no son transmitidas a la estructura. Sin embargo, se debe tener consideración acerca de la geometría del mecanismo ya que una mala ubicación podría desalinearse el sistema de alimentación.
- Asimismo, en el lugar en el que se instale la máquina es necesario proteger al trabajador y evitar que esté en contacto con la máquina. Para ello se recomienda una malla protectora que solo permita el ingreso del tronco por la rampa de ingreso y no por cualquier otro lugar. En adición, esta debe aislar la cuchilla del contacto con el operador.
- Las piezas de soporte del cilindro y de la cuchilla pueden sufrir deformaciones después del proceso de soldadura. Por ello es importante que se apliquen técnicas para reducir en la posible las deformaciones como, por ejemplo, maquinarse después de soldar o hacer un precalentamiento antes de proceso de soldadura y así evitar mayores desalineamientos entre los centros del tronco y de la cuchilla.
- Se recomienda asimismo diseñar un soporte para la máquina con ruedas de manera que se pueda transportar la máquina a lugares diferentes alrededor de la zona en los que también sea requerida. Así como indicar en la máquina las dimensiones y la especie del tronco que debe ser cortado.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Kováb, J., Krilek, J., Kuþera, M., & Barcík, Š. (2014). The Impact of Design Parameters of a Horizontal Wood Splitter on Splitting Force. *Wood Industry / Drvna Industrija*, 65(4), 263-271. doi:10.5552/drind.2014.1335
- [2] Leroy Merlin S.A. (2002). Podar y talar árboles.  
[Consultado el 18 de marzo de 2016] Obtenido de:  
<<http://agro.unc.edu.ar/~biblio/Como%20podar%20y%20talar%20arboles.pdf>>
- [3] Spanenberg O. (1964). Log Splitter.  
[Consultado el 18 de marzo de 2016] Obtenido de:  
<https://www.google.si/patents/US3280864>
- [4] Meyer J. (1987). Log Splitter Improvements.  
[Consultado el 18 de marzo de 2016] Obtenido de:  
<<https://www.google.si/patents/US4842030>>
- [5] Schmidt P. (1985). Log Splitter Wedge Construction.  
[Consultado el 18 de marzo de 2016] Obtenido de:  
<https://www.google.si/patents/US4589457>
- [6] Badcock S. (2006). Quad Wedge Tip Up Log Splitter.  
[Consultado el 18 de marzo de 2016] Obtenido de:  
<<https://www.google.si/patents/US7255143>>
- [7] Rodriguez J. 2013. Resistencia de Materiales 2. Lima: PUCP.
- [8] Sun Hydraulics. 2016. 4 way, 3-position, solenoid-operated directional spool valve.
- [9] Barriga B. 2014. Oleohidráulica. Lima: PUCP.
- [10] Paulsen K, 2014. Elementos de Máquinas 1. Lima: PUCP.

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA ASTILLADORA DE**  
**TRONCOS**  
**ANEXOS**

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

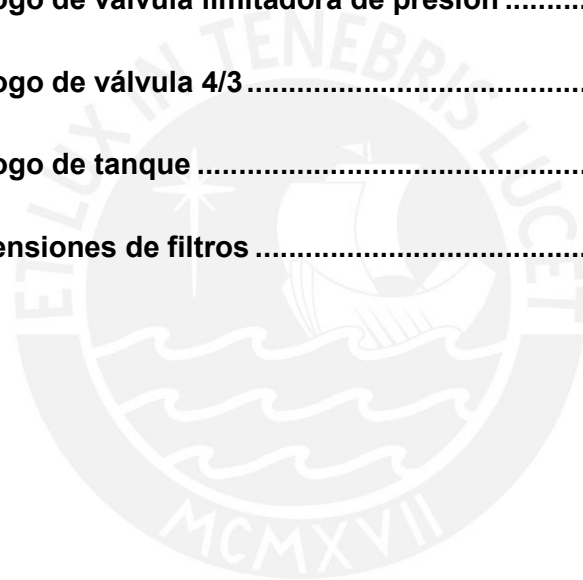
**CARLOS ENRIQUE CAMPODÓNICO MORALES**

**ASESOR: Eliseo Benjamín Barriga Gamarra**

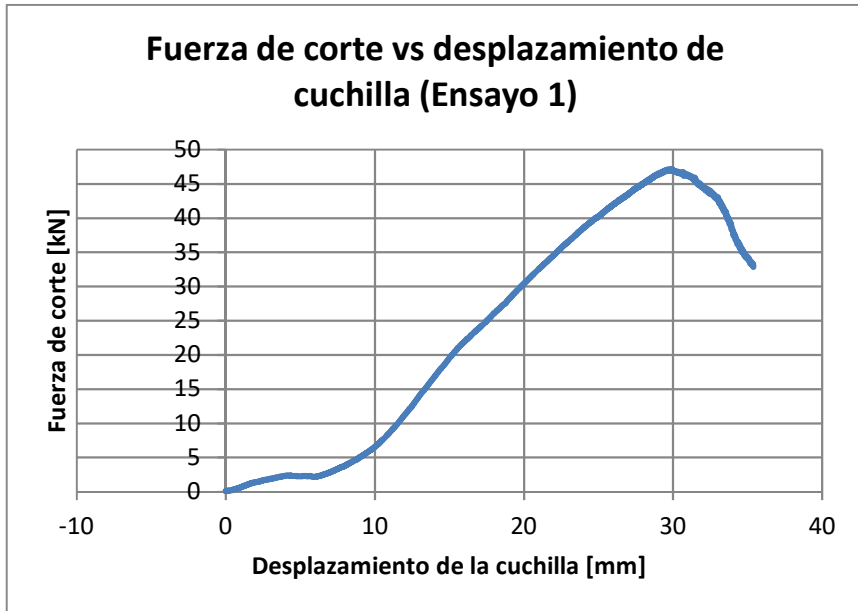
Lima, Diciembre del 2018

## ÍNDICE

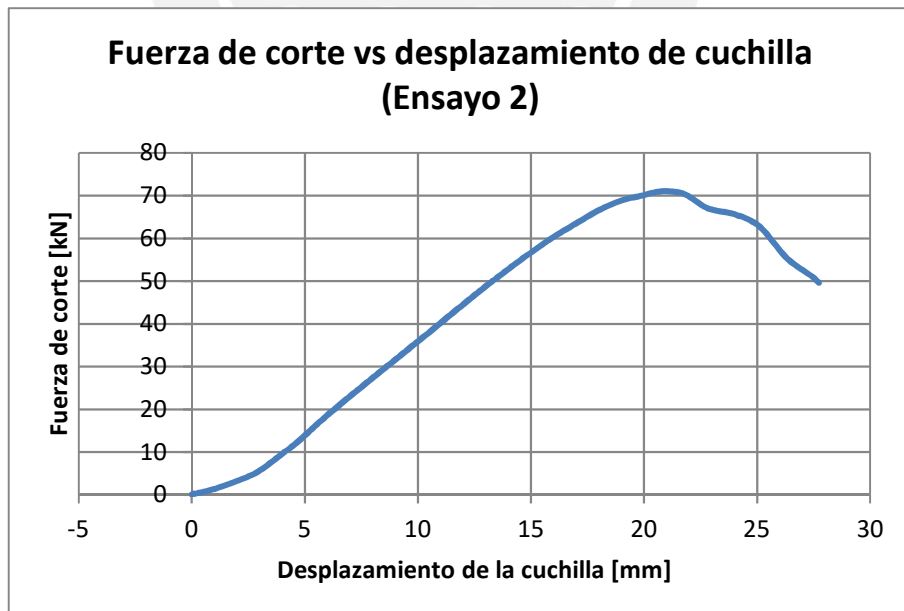
<b>ANEXO 1: Resultados del ensayo de corte .....</b>	<b>3</b>
<b>ANEXO 2: Cálculos de uniones soldadas .....</b>	<b>5</b>
<b>ANEXO 3: Cálculos de uniones atornilladas .....</b>	<b>18</b>
<b>ANEXO 4: Cálculo de Mecanismo .....</b>	<b>31</b>
<b>ANEXO 6: Catálogo de cilindro .....</b>	<b>52</b>
<b>ANEXO 7: Catálogo de válvula limitadora de presión .....</b>	<b>57</b>
<b>ANEXO 8: Catálogo de válvula 4/3 .....</b>	<b>59</b>
<b>ANEXO 9: Catálogo de tanque .....</b>	<b>60</b>
<b>ANEXO 10: Dimensiones de filtros .....</b>	<b>61</b>



### ANEXO 1: Resultados del ensayo de corte

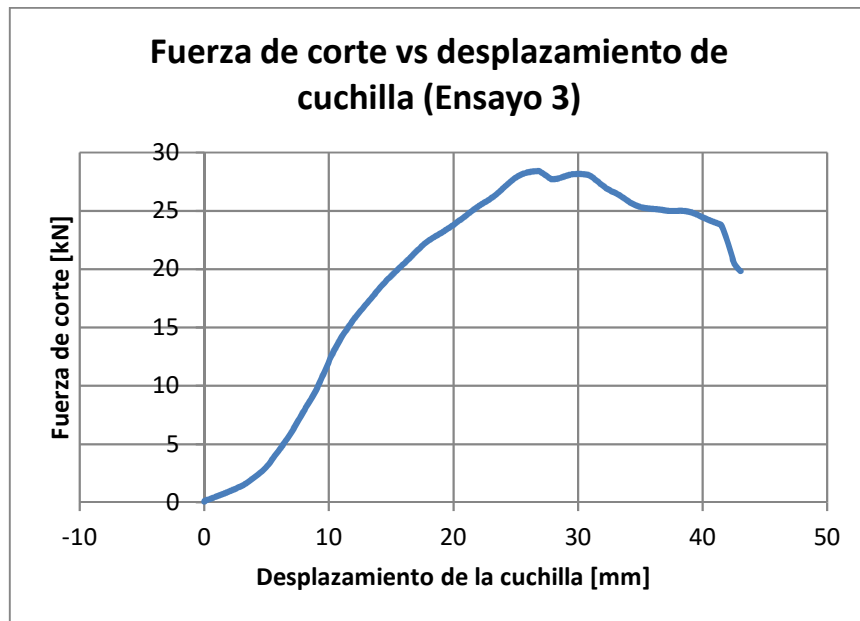


Gráfica de ensayo de corte N°1, bajo una velocidad de corte de 50 mm/min, un diámetro de 29 mm y un ángulo de cuchilla de 40°

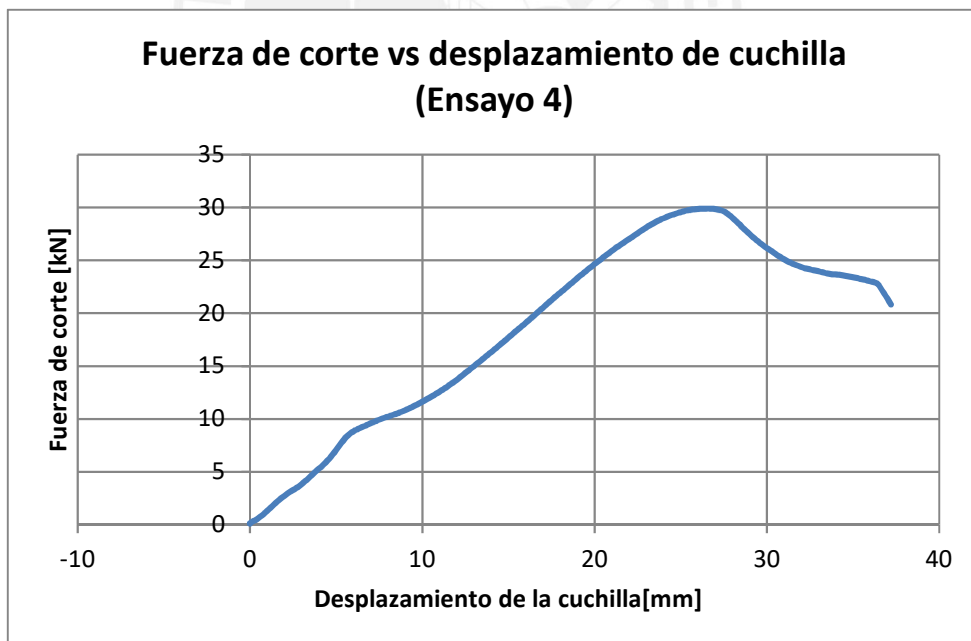


Gráfica de ensayo de corte N°2, bajo una velocidad de corte de 700 mm/min y con un diámetro medio de 27 mm y un ángulo de cuchilla de 40°





Gráfica de ensayo de corte N°3, bajo una velocidad de corte de 700 mm/min y con un diámetro medio de 28 mm y un ángulo de cuchilla de 30°



Gráfica de ensayo de corte N°4, bajo una velocidad de corte de 700 mm/min y con un diámetro medio de 20 mm y un ángulo de cuchilla de 30°

## ANEXO 2: Cálculos de uniones soldadas

En esta sección se realizarán los cálculos detallados de las uniones soldadas más importantes de la máquina astilladora de troncos los cuales son los siguientes:

- Unión de soporte de cuchilla
- Unión de soporte de cilindro
- Unión de cuchilla horizontal con cuchilla vertical

### 2.1. Unión soporte de cuchilla

El cálculo detallado de la unión de elemento de sujeción de filos se desarrolla en la sección 3.6.1 del documento de tesis. Debido a que en dicha sección solo está la verificación del punto A, se procede a calcular los puntos B y C a continuación.

#### Verificación por carga estática

- Punto B

$$n_f = \frac{5820000 * 104.1}{10869749} = 55.7 \text{ Mpa (compresión)}$$

$$t_n = \frac{30000}{4212} = 7.1 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{0}{4212} = 0$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{55.7^2 + 1.8 * (7.1^2 + 0^2)} = 56.6 \text{ Mpa}$$

- Punto C

$$n_f = \frac{5820000 * 47.1}{10869749} = 25.2 \text{ Mpa (tracción)}$$

$$t_n = \frac{0}{4212} = 0 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{30000}{4212} = 7.1 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{25.2^2 + 1.8 * (0^2 + 7.1^2)} = 27.0 \text{ Mpa}$$

- Punto D

$$n_f = \frac{5820000 * 88.9}{10869749} = 47.6 \text{ Mpa (tracción)}$$

$$t_n = \frac{0}{4212} = 0 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{30000}{4212} = 7.1 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{47.6^2 + 1.8 * (0^2 + 7.1^2)} = 48.5 \text{ Mpa}$$

Se comprueba que el máximo esfuerzo se ubica en el punto B.

### Verificación por carga fluctuante

$$M_{alt} = M_m = \frac{5820000}{2} = 2910000 \text{ N.mm}$$

$$F_{x-alt} = F_{x-m} = \frac{30000}{2} = 15000 \text{ N}$$

$$F_{z-alt} = F_{z-m} = \frac{0}{2} = 0$$

- Punto B

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2910000 * 104.1}{10869749} = 27.9 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = \frac{15000}{4212} = 3.6 \text{ Mpa}$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = 0$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{27.9^2 + 1.8 * (3.6^2 + 0^2)} = 28.3 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{27.9}{0.87} = 32.0 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{3.6}{0.41} = 8.7 \text{ Mpa}$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-a}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{32.0^2 + 1.8 * (8.7^2 + 0^2)} = 34.1 \text{ Mpa}$$

- Punto C

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2910000 * 47.1}{10869749} = 12.6 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = 0$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = \frac{15000}{4212} = 3.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{12.6^2 + 1.8 * (0^2 + 3.6^2)} = 13.5 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{12.6}{0.87} = 14.5 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{3.6}{0.41} = 8.7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{14.5^2 + 1.8 * (0^2 + 8.7^2)} = 18.6 \text{ Mpa}$$

- Punto D

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2910000 * 88.9}{10869749} = 23.8 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = 0$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = \frac{15000}{4212} = 3.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{23.8^2 + 1.8 * (0^2 + 3.6^2)} = 24.3 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{23.8}{0.87} = 27.3 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$t'_{a-a} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{3.6}{0.41} = 8.7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_{eq-alt} = \sqrt{27.3^2 + 1.8 * (0^2 + 8.7^2)} = 29.7 \text{ Mpa}$$

## 2.2. Unión de soporte de cilindro

En esta sección se realizarán los cálculos correspondientes al punto 3.6.2 del documento de tesis.

$$\bar{x} = \frac{\sum \bar{x}_i * A_i}{\sum A_i}$$

$$\bar{x} = \frac{195 * 6 * 2 * 103.5 + 128 * 6 * 3 + 2 * 160 * 6 * 121 + 2 * 9 * 6 * 204 + 90 * 6 * 34}{195 * 6 * 2 + 128 * 6 + 2 * 160 * 6 + 2 * 9 * 6 + 90 * 6}$$

$$\bar{x} = 91.1 \text{ mm}$$

$$I_y = 2 * \left( \frac{6 * 195^3}{12} + 6 * 195 * (12.4)^2 \right) + \left( \frac{128 * 6^3}{12} + 128 * 6 * (88.1)^2 \right)$$

$$+ 2 * \left( \frac{6 * 160^3}{12} + 6 * 160 * (29.9)^2 \right) + 2 * \left( \frac{9 * 6^3}{12} + 9 * 6 * (-112.9)^2 \right)$$

$$+ \left( \frac{90 * 6^3}{12} + 90 * 6 * (57.1)^2 \right) = 22689568 \text{ mm}^4$$

### Verificación por carga estática

A continuación, se muestran las cargas aplicadas en la unión soldada

$$M_f = 5040000 \text{ N. mm}$$

$$F_x = 30000 \text{ N}$$

- Punto A

De acuerdo con el Eurocódigo 3 los esfuerzos en los catetos del cordón son los siguientes:

$$n_f = \frac{5040000 * 85.1}{22689568} = 18.9 \text{ Mpa (compresión)}$$

$$t_n = \frac{30000}{5676} = 5.3 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{0}{5676} = 0$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{18.9^2 + 1.8 * (5.3^2 + 0^2)} = 20.2 \text{ Mpa}$$

- Punto B

$$n_f = \frac{5040000 * 109.9}{22689568} = 24.4 \text{ Mpa (tracción)}$$

$$t_n = \frac{30000}{5676} = 5.3 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{0}{5676} = 0$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{24.4^2 + 1.8 * (5.3^2 + 0^2)} = 25.4 \text{ Mpa}$$

- Punto C

$$n_f = \frac{5040000 * 115.9}{22689568} = 25.7 \text{ Mpa (tracción)}$$

$$t_n = \frac{0}{5676} = 0 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{30000}{5676} = 5.3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{42.0^2 + 1.8 * (0^2 + 9.3^2)} = 26.7 \text{ Mpa}$$

- Punto D

$$n_f = \frac{5040000 * 91.1}{22689568} = 20.2 \text{ Mpa (compresión)}$$

$$t_n = \frac{0}{5676} = 0 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{30000}{5676} = 5.3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{20.2^2 + 1.8 * (0^2 + 5.3^2)} = 21.4 \text{ Mpa}$$

Al darse el máximo esfuerzo en el punto B se determina el factor de seguridad.

$$FS = \frac{v * v_2 * \sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{0.8 * 1 * 250}{26.7} = 7.5$$

### Verificación por carga fluctuante

$$M_{alt} = M_m = \frac{5040000}{2} = 2520000 \text{ N.mm}$$

$$F_{x-alt} = F_{x-m} = \frac{30000}{2} = 15000 \text{ N}$$

$$F_{z-alt} = F_{z-m} = \frac{0}{2} = 0$$

- Punto A

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2520000 * 85.1}{22689568} = 9.5 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = \frac{15000}{5676} = 2.6 \text{ Mpa}$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = 0$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{9.5^2 + 1.8 * (2.6^2 + 0^2)} = 10.1 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{9.5}{0.87} = 10.9 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{2.6}{0.41} = 6.4 \text{ Mpa}$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{10.9^2 + 1.8 * (6.4^2 + 0^2)} = 13.9 \text{ Mpa}$$

- Punto B

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2520000 * 109.9}{22689568} = 12.2 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = \frac{15000}{5676} = 2.6 \text{ Mpa}$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = 0$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{12.2^2 + 1.8 * (2.6^2 + 0^2)} = 12.7 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{12.2}{0.87} = 14.0 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{2.6}{0.41} = 6.4 \text{ Mpa}$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{14.0^2 + 1.8 * (6.4^2 + 0^2)} = 16.5 \text{ Mpa}$$

- Punto C

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2520000 * 115.9}{22689568} = 12.9 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = 0$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = \frac{15000}{5676} = 2.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{12.9^2 + 1.8 * (0^2 + 2.6^2)} = 13.3 \text{ Mpa}$$



$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{12.9}{0.87} = 14.8 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{2.6}{0.41} = 6.4 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-a}' = \sqrt{14.8^2 + 1.8 * (0^2 + 6.4^2)} = 17.1 \text{ Mpa}$$

- Punto D

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{2520000 * 91.1}{22689568} = 10.1 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = 0$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = \frac{15000}{5676} = 2.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{10.1^2 + 1.8 * (0^2 + 2.6^2)} = 10.7 \text{ Mpa}$$

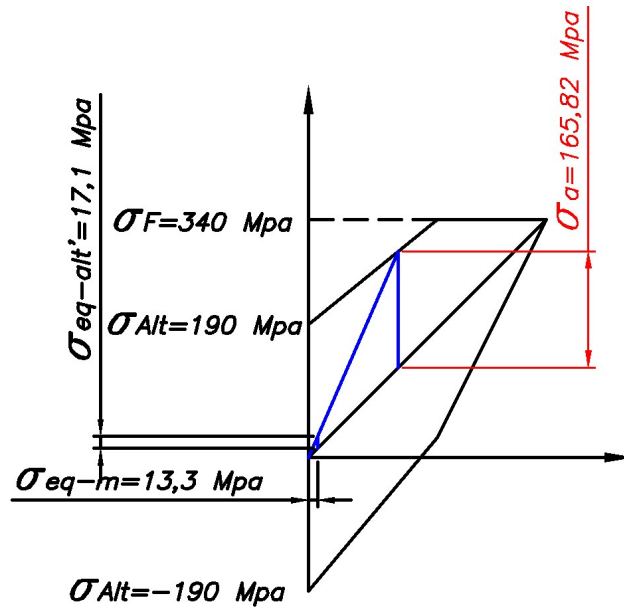
$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{10.1}{0.87} = 11.6 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{2.6}{0.41} = 6.4 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{11.6^2 + 1.8 * (0^2 + 6.4^2)} = 14.5 \text{ Mpa}$$

Al darse el máximo esfuerzo en el punto B se determina  $\sigma_a$  según el diagrama de Smith el cual vale 165.8 Mpa. Con ello se calculan los factores de seguridad.



$$FS_1 = \frac{v_2 * \sigma_a}{\sigma'_{eq-alt}} = \frac{0.8 * 165.8}{17.1} = 7.7$$

$$FS_2 = \frac{1}{\frac{\sigma'_{eq-alt}}{v_2 * \sigma_a} + \frac{\sigma_{eq-m}}{\sigma_B}} = \frac{1}{\frac{17.1}{0.8 * 165.85} + \frac{13.3}{360}} = 6.0$$

### 2.3. Unión entre cuchillas

A continuación, se muestran las cargas aplicadas en la unión soldada

$$M_f = 1012500 \text{ N. mm}$$

$$F_x = 15000 \text{ N}$$

En esta sección se realizarán los cálculos correspondientes al punto 3.6.3 del documento de tesis.

$$\bar{x} = \frac{\sum \bar{x}_i * A_i}{\sum A_i}$$

$$\bar{x} = \frac{45 * 6 * 28.5 + 45 * 6 * 73.5 + 26 * 6 * 3 + 90 * 6 * 51}{45 * 6 + 45 * 6 + 26 * 6 + 90 * 6} = 44.9 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 I_y &= \left( \frac{6 * 45^3}{12} + 6 * 45 * (16.4)^2 \right) + \left( \frac{6 * 45^3}{12} + 6 * 45 * (28.6)^2 \right) \\
 &\quad + \left( \frac{26 * 6^3}{12} + 26 * 6 * (41.9)^2 \right) + \left( \frac{6 * 90^3}{12} + 6 * 90 * (6.1)^2 \right) \\
 &= 1043528 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

### Verificación por carga estática

- Punto A

De acuerdo con el Eurocódigo 3 los esfuerzos en los catetos del cordón son los siguientes:

$$n_f = \frac{1012500 * 51.1}{1043528} = 49.5 \text{ Mpa (compresión)}$$

$$t_n = \frac{15000}{1236} = 12.1 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{0}{1236} = 0$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{49.5^2 + 1.8 * (12.1^2 + 0^2)} = 52.1 \text{ Mpa}$$

- Punto B

$$n_f = \frac{1012500 * 38.9}{1043528} = 37.8 \text{ Mpa (tracción)}$$

$$t_n = \frac{15000}{1236} = 12.1 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{0}{1236} = 0$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{37.8^2 + 1.8 * (12.1^2 + 0^2)} = 41.1 \text{ Mpa}$$

- Punto C

$$n_f = \frac{1012500 * 44.9}{1043528} = 43.6 \text{ Mpa (tracción)}$$

$$t_n = \frac{0}{1236} = 0 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{15000}{1236} = 12.1 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{43.6^2 + 1.8 * (0^2 + 12.1^2)} = 46.5 \text{ Mpa}$$

Al darse el máximo esfuerzo en el punto A, se determina el factor de seguridad.

$$FS = \frac{0.8 * 1 * 250}{46.5} = 4.1$$

### Verificación por carga fluctuante

$$M_{alt} = M_m = \frac{1012500}{2} = 506250 \text{ N.mm}$$

$$F_{x-alt} = F_{x-m} = \frac{15000}{2} = 7500 \text{ N}$$

$$F_{z-alt} = F_{z-m} = \frac{0}{2} = 0$$

- Punto A

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{506250 * 51.1}{1043528} = 24.8 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = \frac{7500}{1236} = 6.1 \text{ Mpa}$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = 0$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{24.8^2 + 1.8 * (6.1^2 + 0^2)} = 26.1 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{24.8}{0.87} = 28.5 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{6.1}{0.41} = 14.8 \text{ Mpa}$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{28.5^2 + 1.8 * (14.8^2 + 0^2)} = 38.3 \text{ Mpa}$$

- Punto B

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{506250 * 38.9}{1043528} = 18.9 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = \frac{7500}{1236} = 6.1 \text{ Mpa}$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = 0$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{18.9^2 + 1.8 * (6.1^2 + 0^2)} = 20.6 \text{ Mpa}$$

$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{18.9}{0.87} = 21.7 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{6.1}{0.41} = 14.8 \text{ Mpa}$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$\sigma'_{eq-alt} = \sqrt{21.7^2 + 1.8 * (14.8^2 + 0^2)} = 33.6 \text{ Mpa}$$

- Punto C

$$n_{f-alt} = n_{f-m} = \frac{506250 * 44.9}{1043528} = 21.8 \text{ Mpa}$$

$$t_{n-alt} = t_{n-m} = 0$$

$$t_{a-alt} = t_{a-m} = \frac{7500}{1236} = 6.1 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-m} = \sqrt{21.8^2 + 1.8 * (0^2 + 6.1^2)} = 23.3 \text{ Mpa}$$

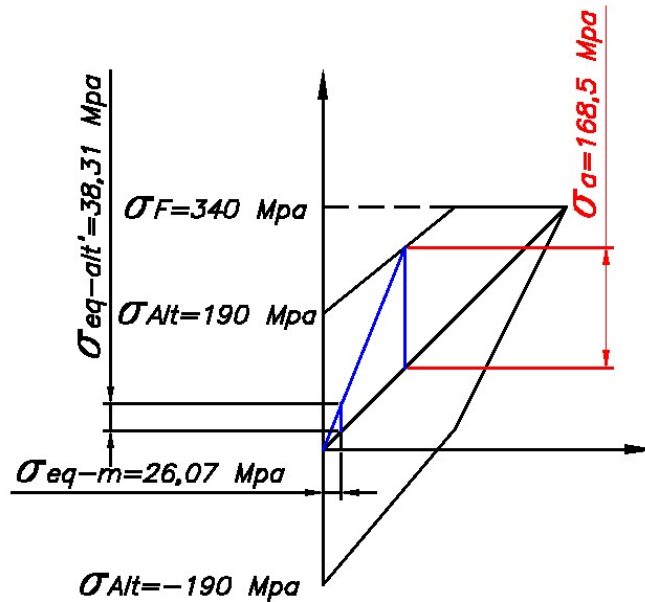
$$n'_{f-alt} = \frac{n_{f-alt}}{v_{1f}} = \frac{21.8}{0.87} = 25.1 \text{ Mpa}$$

$$t'_{n-alt} = \frac{t_{n-alt}}{v_{1c}} = \frac{0}{0.41} = 0$$

$$t'_{a-alt} = \frac{t_{a-alt}}{v_{1c}} = \frac{6.1}{0.41} = 14.8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq-alt}' = \sqrt{25.1^2 + 1.8 * (0^2 + 14.8^2)} = 35.8 \text{ Mpa}$$

Al darse el máximo esfuerzo en el punto A se determina  $\sigma_a$  según el diagrama de Smith el cual vale 168.5 Mpa. Con ello se calculan los factores de seguridad.



$$FS_1 = \frac{v_2 * \sigma_a}{\sigma'_{eq-alt}} = \frac{0.8 * 168.5}{38.3} = 3.5$$

$$\frac{1}{FS_2} = \frac{\sigma'_{eq-alt}}{v_2 * \sigma_a} + \frac{\sigma_{eq-m}}{\sigma_B} = \frac{1}{\frac{38.3}{0.8 * 168.5} + \frac{26.1}{360}} = 2.8$$

## ANEXO 3: Cálculos de uniones atornilladas

En esta sección se realizarán los cálculos detallados de las uniones atornilladas más importantes de la máquina astilladora de troncos los cuales son los siguientes:

- Unión atornillada de soporte de cuchilla
- Unión atornillada de soporte de cilindro
- Unión atornillada de soporte de guía
- Unión atornillada de impulsor de tronco

### 3.1. Unión de soporte de cuchilla

El cálculo detallado de la unión de soporte de cuchilla se desarrolla en la sección 3.7.1 del documento de tesis. A continuación, se realizarán los cálculos de las uniones restantes.

### 3.2. Unión de soporte de cilindro

Debido a que el diseño de la unión es el mismo que en punto anterior y además la distancia del punto de aplicación de la fuerza a la unión es menor, se deduce que esta unión también cumple con las exigencias.

### 3.3. Unión atornillada de soporte de guía

En esta sección se realizarán los cálculos correspondientes al punto 3.7.3 del documento principal de una forma más detallada.

El soporte de guía se compone de un canal horizontal soportado por los lados por doce tornillos M12x25 y ocho tornillos M12x35, los cuales forman un total de 20 tornillos.

Primero se define las cargas aplicadas sobre el tornillo de la columna 1

$$F_{trans} = 510.5 \text{ N}$$

$$F_{ext} = 129.5 \text{ N}$$

A continuación, se calculará la fuerza residual el tornillo la cual debe resistir la fuerza en el eje transversal mediante la fuerza de fricción entre el tornillo y la placa.

$$0.15 * F_{Res} > 510.5 N$$

$$F_{Res} > 3403 N$$

Para garantizar que se cumpla esta relación se elige una fuerza residual de 4000 N.

### Constante de rigidez de los tornillos

Para calcular la constante de rigidez primero hay que definir los tramos del tornillo de acuerdo con la norma VDI 2230.

Tabla 3. 1. Constante de rigidez para tornillo M20

Tramo	di (mm)	Li (mm)	Ai (mm <sup>2</sup> )	Li/Ai
I	12	6	113.1	0.05
II	12	5.3	113.1	0.05
III	-	-	-	-
IV	9.853	12.7	76.25	0.17
V	9.853	6	76.25	0.08
VI	12	4.8	113.1	0.04

Se procede a terminar el valor de la constante de rigidez del tornillo

$$\frac{1}{C_t} = \frac{1}{210000} * (0.05 + 0.05 + 0.17 + 0.08 + 0.04)$$

$$C_t = 541784 N/mm$$

### Constante de rigidez de las placas

Para determinar la constante de rigidez primero se debe definir la forma que tiene la distribución de esfuerzos a lo largo de la placa para eso se deben comparar tres parámetros.

$$d_1 = 16.63 mm$$

$$d_{ext} = 29.6 mm$$

$$L_{p-p} = 15 mm$$



A continuación, se procede a determinar los parámetros  $\beta_L$  y  $\varepsilon$  y a partir de ellos, calcular el diámetro máximo del cono  $d_{m\acute{a}x}$ .

$$\beta_L = \frac{L_{p-p}}{d_1} = \frac{15}{16.63} = 0.902$$

$$\varepsilon = \frac{d_{ext}}{d_1} = \frac{29.6}{16.63} = 1.780$$

$$tg(\gamma) = 0.362 + 0.032 \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0.153 \ln(\varepsilon) = 0.425 \quad \rightarrow \quad \gamma = 23.0^\circ$$

$$d_{m\acute{a}x} = d_1 + L_{p-p} * tg(\gamma) = 16.63 + 15 * 0.425 = 23.0 \text{ mm}$$

Una vez con los tres parámetros definidos se procede a comparar los diámetros.

$$d_{ext} > d_{m\acute{a}x} > d_1$$

Por la comparación obtenida se deduce que la forma de la distribución de esfuerzos será de dos troncos de cono. Con esta información se calcula la constante de rigidez del tronco de cono.

$$C_{con} = \frac{\pi * E_{con} * D_{ag} * tg(\gamma)}{\ln\left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) * (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) * (D_{1con} - D_{ag})}\right)}$$

$$C_{con} = \frac{\pi * 210000 * 13 * 0.425}{\ln\left(\frac{(23 - 13) * (16.63 + 13)}{(23 + 13) * (16.63 - 13)}\right)} = 4449462 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{con}} + \frac{1}{C_{con}}$$

$$C_p = 2224731 \text{ N/mm}^2$$

Asimismo, para la unión se asume la misma altura de rugosidad de  $25 \mu\text{m}$  y carga de tipo transversal.

$$\delta_{as} = \delta_{hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{placas} + \delta_{tuerca}$$

$$\delta_{as} = 14.5 \mu\text{m}$$

$$F_{as} = \frac{C_t * C_p}{C_t + C_p} * \delta_{as} = \frac{541784 * 2224731}{541784 + 2224731} * 0.0014.5$$

$$F_{as} = 6317 \text{ N}$$

De acuerdo a las constantes de rigidez se determina la parte de la fuerza externa que le corresponde a la placa.

$$F_{ext/p} = \frac{C_p}{C_p + C_t} * F_{ext} = \frac{2224731}{2224731 + 541784} * 129.5 = 104 \text{ N}$$

La fuerza de montaje mínima del tornillo sería la suma de la fuerza residual con la fuerza externa que corresponde a la placa y la fuerza de asentamiento.

$$F_{Mmin} = 4000 + 6317 + 104 = 10422 \text{ N}$$

Se asume un ajuste con torquímetro al cual le corresponde un factor de ajuste de 1.5, con el cual se calcula la fuerza de montaje máxima.

$$F_{Mmax} = \alpha_A * F_{Mmin} = 1.5 * 10422 = 15632 \text{ N}$$

### Verificación del tornillo

Los datos del tornillo necesarios para realizar la verificación son los siguientes:

- Diámetro medio de la rosca:  $d_2 = 9.026 \text{ mm}$
- Diámetro inferior de la rosca:  $d_3 = 8.160 \text{ mm}$
- Ángulo efectivo de fricción:  $\rho' = 9.83^\circ$

Para verificar por montaje el tornillo se calcula el momento de montaje requerido.

$$M_{tM} = F_{Mmax} * tg(\varphi + \rho') * \frac{d_2}{2}$$

$$M_{tM} = 15632 * tg(2.48 + 9.83) * \frac{10.863}{2} = 18523 \text{ N.mm}$$

Después se calcula el diámetro resistente de la sección roscada.

$$d_0 = \frac{9.853 + 10.863}{2} = 10.358 \text{ mm}$$

Finalmente se calculan los esfuerzos producto de la fuerza y momento de montaje

$$\sigma_M = \frac{4 * F_{Mm\acute{a}x}}{\pi * d_0^2} = \frac{4 * 18523}{\pi * 10.358^2} = 185.5 \text{ Mpa}$$

$$\tau_M = \frac{16 * M_{tM}}{\pi * d_0^3} = \frac{16 * 18523}{\pi * 10.358^3} = 84.9 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} = \sqrt{185.5^2 + 3 * 84.9^2} = 236.7 \text{ Mpa}$$

El resultado se compara con el esfuerzo máximo de acuerdo a la norma VDI 2230:

$$236.7 \text{ Mpa} \leq 0.9 * \sigma_B = 0.9 * 640 = 576 \text{ N/mm}^2$$

La siguiente verificación es al aplicar la carga de trabajo para ello se calcula la fuerza máxima de trabajo a partir de la fuerza de montaje máxima y la fuerza externa que le corresponde al tornillo.

$$F_{Max/t} = F_{Mm\acute{a}x} + F_{ext/t}$$

$$F_{ext/t} = \frac{C_t}{C_p + C_t} * F_{ext} = \frac{541784}{2224731 + 541784} * 129.5 = 25 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza máxima sería la siguiente:

$$F_{Max/t} = 15632 + 25 = 15658 \text{ N}$$

Luego se calcula el área resistente del tornillo para determinar su esfuerzo máximo de tracción.

$$A_s = \frac{\pi * (10.358)^2}{4} = 84.0 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{m\acute{a}x/t} = \frac{F_{Max/t}}{A_s} = \frac{15658}{84.0} = 186 \text{ Mpa}$$

El torque que actúa sobre el tornillo durante el trabajo se reduce a la mitad.

$$\tau_{t.trab} = 0.5 * 84.9 = 42 \text{ N}$$

A partir de ello se calcula el esfuerzo equivalente durante el trabajo.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} = \sqrt{186^2 + 3 * 42^2} = 200 \text{ Mpa}$$

Se cumple que el esfuerzo equivalente es menor a 640 Mpa.

Luego se verificará la presión de las superficies de contacto.

$$A_c = \frac{\pi * (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} = \frac{\pi * (16.63^2 - 13^2)}{4} = 84.5 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F_{Mmáx}}{A_c} = \frac{15632}{84.5} = 185 \text{ Mpa} \leq p_{Adm} = 260 \text{ Mpa}$$

Finalmente se determina el momento de ajuste del tornillo.

$$M_{Ajuste} = M_{tM} + M_{fp-t}$$

$$M_{fp-t} = \mu * F_{Mmáx} * \frac{D_{mt-p}}{2}$$

$$D_{mt-p} = \frac{16.63 + 13}{2} = 14.815 \text{ mm}$$

$$M_{fp-t} = 0.15 * 15632 * \frac{14.815}{2} = 17369 \text{ N.mm}$$

$$M_{Ajust} = 18523 + 17369 = 35892 \text{ N.mm}$$

## Verificación por fuerza fluctuante

Finalmente se realiza la verificación del tornillo por fatiga mediante la relación entre el límite de fatiga con el esfuerzo alternante del tornillo.

$$FS = \frac{\sigma_A}{\sigma_{a/t}} \geq 1.2$$

Se calcula el esfuerzo alternante del tornillo.

$$F_{ext/t \text{ sup}} = F_{ext/t} = 25 \text{ N}$$

$$\sigma_{a/t} = \frac{F_{ext/t \text{ sup}} - F_{ext/t \text{ inf}}}{2 * A_s} = \frac{25 - 0}{2 * 84} = 0.15 \text{ Mpa}$$

Se verifica el requisito para calcular el límite de fatiga.

$$0.3 \leq \frac{F_{tm}}{\sigma_{0.2} * A_s} \leq 1$$

$$F_{tm} = \frac{F_{ext/t \ sup} + F_{ext/t \ inf}}{2} + 0.9 * \sigma_{0.2} * A_s$$

$$F_{tm} = \frac{25 + 0}{2} + 0.9 * 640 * 84 = 48549 \text{ N}$$

$$0.3 \leq \frac{48549}{640 * 84} = 0.90 \leq 1$$

Una vez verificada la condición, se calcula el límite de fatiga.

$$\sigma_A = 0.85 * \left( \frac{150}{d} + 45 \right) = 0.85 * \left( \frac{150}{12} + 45 \right) = 48.9 \text{ Mpa}$$

Finalmente, se compara el factor de seguridad.

$$FS = \frac{48.9}{0.15} = 324 \geq 1.2$$

Se comprueba que la unión atornillada cumple con las exigencias

### 3.4. Unión atornillada de impulsor de tronco

Al igual que en el caso de la unión del soporte de cuchilla. La unión del impulsor de guía se compone de ocho tornillos M5 arreglados en dos filas de cuatro tornillos. Por ello, sus reacciones serán fuerzas de tracción o compresión dependiendo del lado en el que se encuentren ubicados con respecto al centroide del conjunto y a la vez serán proporcionales a su distancia de forma similar a la unión de los soportes de cilindro y cuchilla.

Al igual que en el caso del soporte de cuchilla la expresión para calcular la reacción del tornillo más cargado es el siguiente:

$$F_{ext} = \frac{M_f}{4 * \left( L_1 + \frac{L_2^2}{L_1} + \frac{L_3^2}{L_1} \right)} = \frac{780000}{4 * \left( 120 + \frac{72^2}{120} + \frac{24^2}{120} \right)} = 1161 \text{ N}$$

Además, para este caso se estableció una fuerza residual de 500 N debido a que los tornillos no tienen que soportar ninguna carga transversal.

$$F_{res} = 500 \text{ N}$$

Debido a que el impulsor cuenta con dos uniones distintas se realizará el cálculo con la fila de tornillos del lado derecho puesto que son los que mayores exigencias requieren.

Primero se define los tramos del tornillo de acuerdo a la norma VDI 2230.

Tramo	di (mm)	Li (cabeza hexagonal) mm	Ai (mm <sup>2</sup> )	Li/Ai
I	5	2	19.63	0.10
II	5	2	19.63	0.12
III	-	-	-	-
IV	4.019	3	12.69	0.20
V	4.019	2.5	12.69	0.20
VI	5	1.65	19.63	0.08

Con esta información se calcula la constante de rigidez total del tornillo.

$$\frac{1}{C_t} = \frac{1}{210000} * (0.10 + 0.10 + 0.24 + 0.20 + 0.08)$$

$$C_t = 291141 \text{ N/mm}$$

### Constante de rigidez de las placas

Para determinar la constante de rigidez se define la forma que tiene la distribución de esfuerzos a lo largo de la placa comparando tres parámetros.

$$d_1 = 8.5 \text{ mm}$$

$$d_{ext} = 18 \text{ mm}$$

$$L_{p-p} = 5 \text{ mm}$$

A continuación se procede a determinar los parámetros  $\beta_L$  y  $\varepsilon$  y a partir de ellos, calcular el diámetro máximo del cono  $d_{m\acute{a}x}$ .

$$\beta_L = \frac{L_{p-p}}{d_1} = \frac{5}{8.5} = 0.588$$

$$\varepsilon = \frac{d_{ext}}{d_1} = \frac{18}{8.5} = 2.118$$

$$tg(\gamma) = 0.348 + 0.013 \ln(\beta_L) + 0.193 \ln(\varepsilon) = 0.486 \quad \rightarrow \quad \gamma = 25.9^\circ$$

$$d_{m\acute{a}x} = d_1 + L_{p-p} * tg(\gamma) = 8.5 + 2 * 5 * 0.486 = 13.36 \text{ mm}$$

Una vez con los tres parámetros definidos se procede a comparar los diámetros.

$$d_{ext} > d_{m\acute{a}x} > d_1$$

Por la comparación obtenida se deduce que la forma de la distribución de esfuerzos será un tronco de cono debido a que se trata de una unión agujero roscado. Con esta información se calcula la constante de rigidez del tronco de cono.

$$C_p = \frac{\pi * E_{con} * D_{ag} * tg(\gamma)}{\ln\left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) * (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) * (D_{1con} - D_{ag})}\right)}$$

$$C_p = \frac{\pi * 210000 * 6 * 0.486}{\ln\left(\frac{(13.36 - 6) * (8.5 + 6)}{(13.36 + 6) * (8.5 - 6)}\right)} = 2432774 \text{ N/mm}^2$$

Asimismo, para la unión se asume la misma altura de rugosidad de  $25 \mu\text{m}$  y carga de tipo transversal.

$$\delta_{as} = 3 + 4.5 + 2.5 = 10 \mu\text{m}$$

$$F_{as} = \frac{C_t * C_p}{C_t + C_p} * \delta_{as} = \frac{291141 * 2432774}{291141 + 2432774} * 0.01 = 2600 \text{ N}$$

De acuerdo a las constantes de rigidez se determina la parte de la fuerza externa que le corresponde a la placa.

$$F_{ext/p} = \frac{C_p}{C_p + C_t} * F_{ext} = \frac{2432774}{2432774 + 291141} * 1161 = 695 \text{ N}$$

La fuerza de montaje mínima del tornillo sería la suma de la fuerza residual con la fuerza externa que corresponde a la placa y la fuerza de asentamiento.

$$F_{Mmin} = 500 + 2600 + 695 = 3795 \text{ N}$$

Con un factor de ajuste de 1.5 se tiene la fuerza máxima de montaje.

$$F_{Mm\acute{a}x} = \alpha_A * F_{Mmin}$$

$$F_{Mm\acute{a}x} = 1.5 * 3795 = 5693 \text{ N}$$

### Verificación del tornillo

Los datos del tornillo necesarios para realizar la verificación son los siguientes:

- Diámetro medio de la rosca:  $d_2 = 4.480 \text{ mm}$
- Diámetro inferior de la rosca:  $d_3 = 4.019 \text{ mm}$
- Ángulo efectivo de fricción:  $\rho' = 9.83^\circ$

Para verificar por montaje el tornillo se calcula el momento de montaje requerido.

$$M_{tM} = F_{Mm\acute{a}x} * \operatorname{tg}(\varphi + \rho') * \frac{d_2}{2}$$

$$M_{tM} = 6257 * \operatorname{tg}(2.48 + 9.83) * \frac{4.480}{2} = 2481 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Después se calcula el diámetro resistente de la sección roscada.

$$d_0 = \frac{4.480 + 4.019}{2} = 4.2495 \text{ mm}$$

Finalmente se calculan los esfuerzos producto de la fuerza y momento de montaje

$$\sigma_M = \frac{4 * F_{Mm\acute{a}x}}{\pi * d_0^2} = \frac{4 * 5693}{\pi * 4.2495^2} = 401 \text{ Mpa}$$

$$\tau_M = \frac{16 * M_{tM}}{\pi * d_0^3} = \frac{16 * 2481}{\pi * 4.2495^3} = 165 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} = \sqrt{401^2 + 3 * 165^2} = 492 \text{ Mpa}$$



El resultado se compara con el esfuerzo máximo de acuerdo a la norma VDI 2230:

$$492 \text{ Mpa} \leq 0.9 * \sigma_B = 0.9 * 640 = 576 \text{ N/mm}^2$$

La siguiente verificación es al aplicar la carga de trabajo para ello se calcula la fuerza máxima de trabajo a partir de la fuerza de montaje máxima y la fuerza externa que le corresponde al tornillo.

$$F_{Max/t} = F_{Mmáx} + F_{ext/t}$$

$$F_{ext/t} = \frac{C_t}{C_p + C_t} * F_{ext} = \frac{291141}{2432774 + 291141} * 1161 = 466 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza máxima sería la siguiente:

$$F_{Max/t} = 5693 + 466 = 6159 \text{ N}$$

Luego se calcula el área resistente del tornillo para determinar su esfuerzo máximo de tracción.

$$A_s = \frac{\pi * (4,249)^2}{4} = 14.2 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{máx/t} = \frac{F_{Max/t}}{A_s} = \frac{6159}{14.2} = 434 \text{ Mpa}$$

El torque que actúa sobre el tornillo durante el trabajo se reduce a la mitad.

$$\tau_{t.trab} = 0.5 * 165 = 82 \text{ N}$$

A partir de ello se calcula el esfuerzo equivalente durante el trabajo.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} = \sqrt{434^2 + 3 * 82^2} = 457 \text{ Mpa}$$

Se cumple que el esfuerzo equivalente es menor a 640 Mpa.

Luego se verificará la presión de las superficies de contacto.

$$A_c = \frac{\pi * (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} = \frac{\pi * (8.5^2 - 6^2)}{4} = 28.5 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F_{Mm\acute{a}x}}{A_c} = \frac{5693}{28.5} = 200.0 \text{ Mpa} \leq p_{Adm} = 260 \text{ Mpa}$$

Finalmente se determina el momento de ajuste del tornillo.

$$M_{Ajuste} = M_{tM} + M_{fp-t}$$

$$M_{fp-t} = \mu * F_{Mm\acute{a}x} * \frac{D_{mt-p}}{2}$$

$$D_{mt-p} = \frac{8.5 + 6}{2} = 7.3 \text{ mm}$$

$$M_{fp-t} = 0.15 * 5693 * \frac{7.3}{2} = 3095 \text{ N.mm}$$

$$M_{Ajuste} = 2481 + 3095 = 5577 \text{ N.mm}$$

### Verificación por fuerza fluctuante

Finalmente se realiza la verificación del tornillo por fatiga mediante la relación entre el límite de fatiga con el esfuerzo alternante del tornillo.

$$FS = \frac{\sigma_A}{\sigma_{a/t}} \geq 1.2$$

Se calcula el esfuerzo alternante del tornillo.

$$F_{ext/t \text{ sup}} = F_{ext/t} = 465 \text{ N}$$

$$\sigma_{a/t} = \frac{F_{ext/t \text{ sup}} - F_{ext/t \text{ inf}}}{2 * A_s} = \frac{465 - 0}{2 * 14.2} = 16.4 \text{ Mpa}$$

Se verifica el requisito para calcular el límite de fatiga.

$$0.3 \leq \frac{F_{tm}}{\sigma_{0.2} * A_s} \leq 1$$

$$F_{tm} = \frac{F_{ext/t \text{ sup}} + F_{ext/t \text{ inf}}}{2} + 0.9 * \sigma_{0.2} * A_s$$

$$F_{tm} = \frac{465 + 0}{2} + 0.9 * 640 * 14.2 = 8402$$

$$0.3 \leq \frac{8402}{640 * 14.2} = 0.92 \leq 1$$

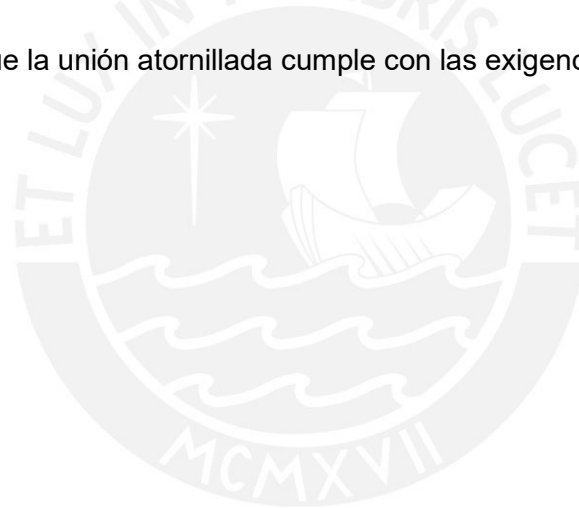
Una vez verificada la condición, se calcula el límite de fatiga.

$$\sigma_A = 0.85 * \left( \frac{150}{5} + 45 \right) = 63.8 \text{ Mpa}$$

Finalmente, se compara el factor de seguridad.

$$FS = \frac{63.8}{16.4} = 3.9 \geq 1.2$$

Se comprueba que la unión atornillada cumple con las exigencias.



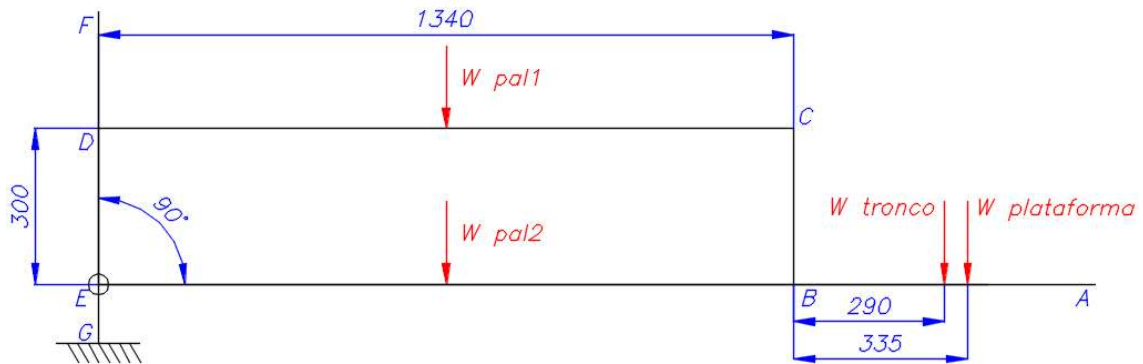
#### ANEXO 4: Cálculo de Mecanismo

Para poder determinar las fuerzas internas en el mecanismo primero se definen las fuerzas actuantes sobre el mismo. Las fuerzas que actúa sobre la estructura son principalmente el peso de la máquina astilladora, el peso del mecanismo de elevación y el peso del tronco.

Elemento	Simbolo	Peso (N)
Plataforma	$W_{plat}$	101,3
Tronco	$W_{tronco}$	294
Palanca 1	$W_{pal1}$	43,6
Palanca 2	$W_{pal2}$	111,6

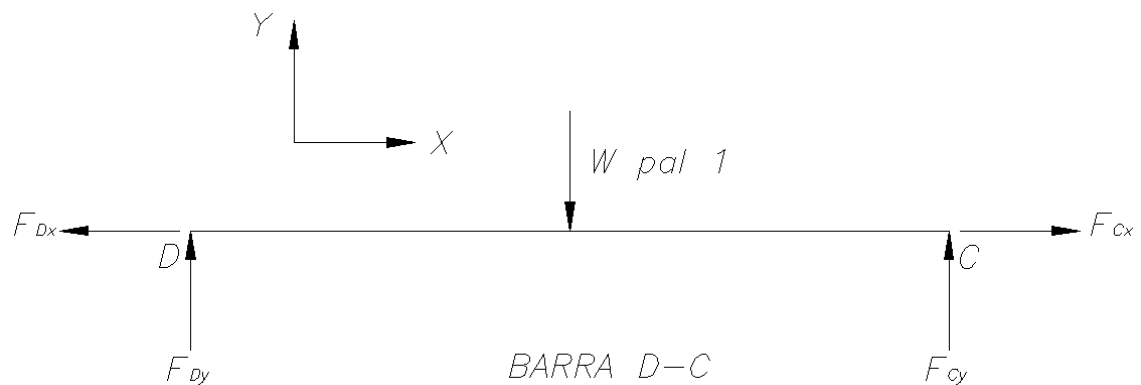
El momento máximo generado por los elementos se da en la posición horizontal de la palanca debido a que en dicha posición la distancia horizontal del peso al punto de giro se maximiza.

Se procede a calcular las reacciones en los apoyos de la palanca (Puntos E y G) mostrados en la siguiente figura.



#### Análisis de Perfil D-C

En este análisis se calcularán las reacciones de los apoyos del perfil D-C. Se consideraron las uniones como articuladas y como carga el peso de la palanca.



Aplicando ecuaciones de equilibrio en el DCL mostrado se tiene lo siguiente:

$$\sum M_D = 0$$

$$-W_{pal\ 1} * \frac{l}{2} + F_{Cy} * l = 0$$

$$F_{Cy} = \frac{W_{pal\ 1}}{2} = 15.7\ N$$

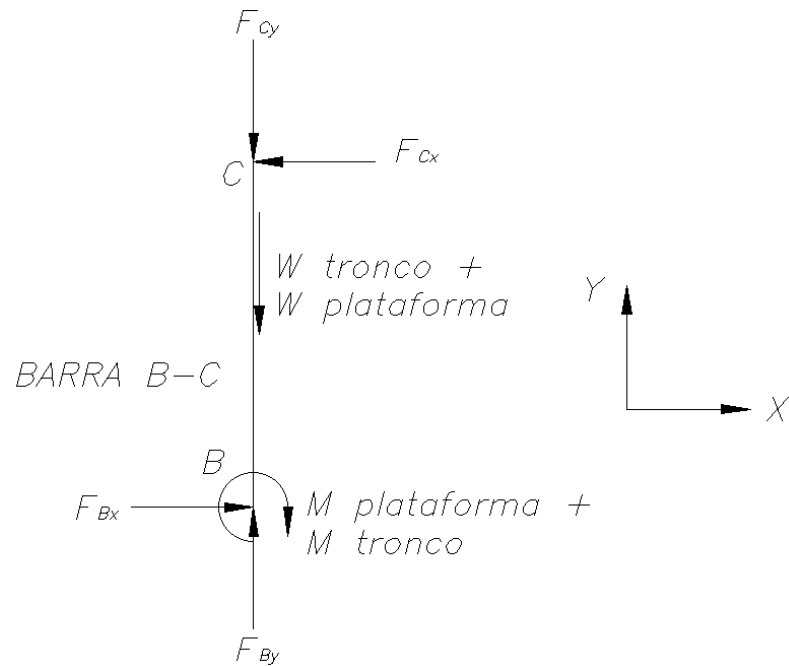
$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Dy} + F_{Cy} - W_{pal\ 1} = 0$$

$$F_{Dy} = W_{pal\ 1} - F_{Cy} = 15.7\ N$$

### Análisis de Perfil B-C

En este análisis se calcularán las reacciones de los apoyos del perfil B-C. Se trasladó el peso tanto del tronco como de la plataforma hacia esta barra puesto que forman parte del mismo elemento. Al hacer esto se genera un momento. Se consideraron las uniones como articuladas.



Aplicando ecuaciones de equilibrio en el DCL mostrado se tiene lo siguiente

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Cy} - W_{tronco} - W_{plat} + F_{By} = 0$$

$$F_{By} = F_{Cy} + W_{tronco} + W_{plat} = 15.7 + 294 + 146.9 = 440.9 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-M_{Plat} + F_{Cx} * l = 0$$

$$F_{Cx} = \frac{M_{Plat}}{l} = \frac{134544}{300} = 488 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{Cx} + F_{Bx} = 0$$

$$F_{Bx} = 488 \text{ N}$$

En este análisis se calcularán las reacciones de los apoyos del perfil D-C. A partir del valor de  $F_{Cx}$  se calcula el valor de  $F_{Dx}$  aplicando la ecuación de equilibrio en el eje X para el perfil CD.

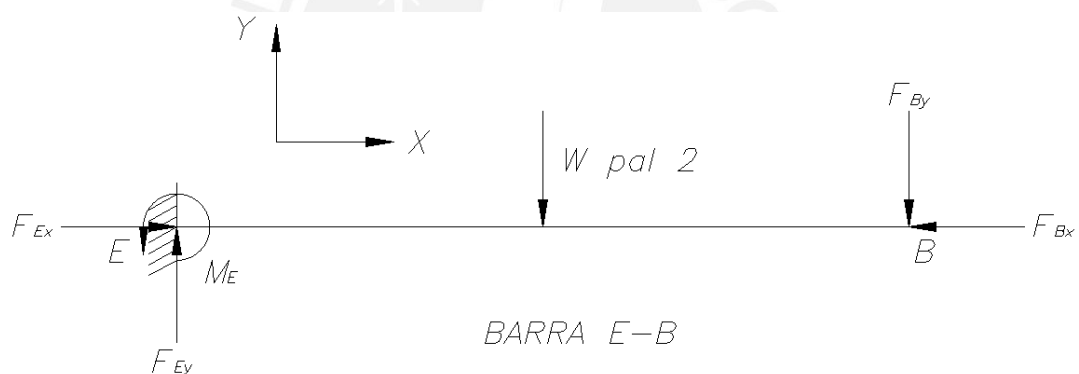
$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{Dx} + F_{Cx} = 0$$

$$F_{Dx} = F_{Cx} = 488N$$

### Análisis de Perfil B-E

En este análisis se calcularán las reacciones de los apoyos del perfil B-E. Se consideró el punto B como articulado y el punto E como empotrado puesto que habrá un momento de la palanca que representa el momento del empotramiento.



Aplicando ecuaciones de equilibrio en el DCL mostrado se tiene lo siguiente

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{Bx} + F_{Ex1} = 0$$

$$F_{Ex1} = F_{Bx} = 448 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{By} + F_{Ey1} - W_{pal 2} = 0$$

$$F_{Ey1} = W_{pal 2} + F_{By} = 79 + 457 = 536 N$$

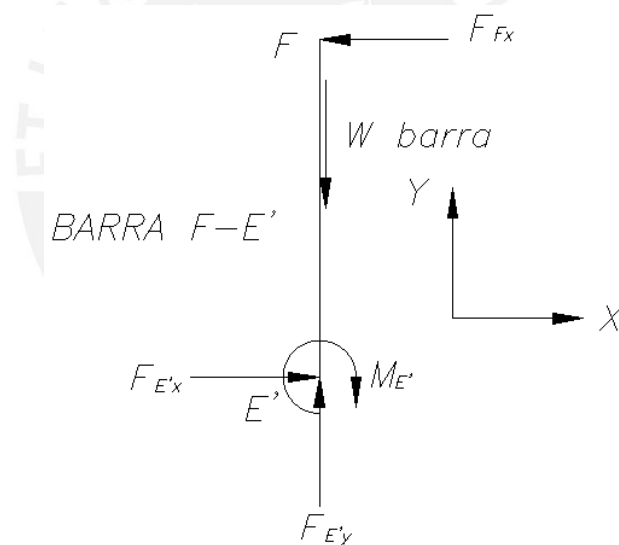
$$\sum M_B = 0$$

$$M_E + W_{pal 2} * \frac{l}{2} - F_{Ey1} * l = 0$$

$$M_E = F_{Ey} * l - W_{pal 2} * \frac{l}{2} = 536 * 1340 - 79 * \frac{1340}{2} = 664784 \text{ N.mm}$$

### Análisis de Perfil F-E

En este análisis se calcularán las reacciones de los apoyos del perfil F-E. El punto F es el punto en el que se aplica la fuerza desde el impulsor y genera el momento que activa el mecanismo. El punto E soportará el momento transmitido entre las barras F-E y B-E.



Aplicando ecuaciones de equilibrio en el DCL mostrado se tiene lo siguiente

$$\sum M_E = 0$$

$$-M_E + F_{Fx} * l = 0$$

$$F_{Fx} = \frac{M_E}{l} = \frac{664784}{555} = 1198 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$



$$-F_{Fx} + F_{Ex2} = 0$$

$$F_{Ex2} = F_{Fx} = 1198 \text{ N}$$

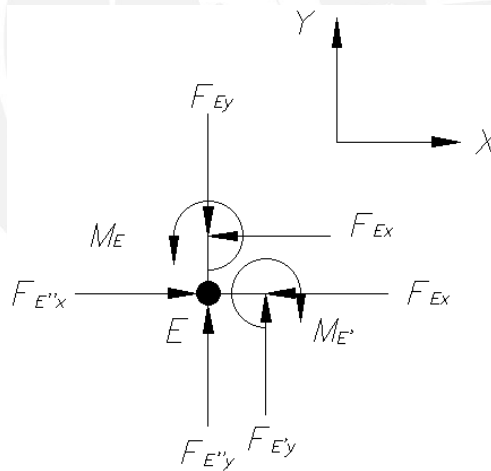
$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ey2} - W_{barra} = 0$$

$$F_{Ey2} = W_{barra} = 23 \text{ N}$$

### Nodo E

El nodo E se analizará por separado puesto que en este punto se reciben las reacciones de las barras B-E y F-E y también en este punto se ubica el eje que se apoya en el soporte del mecanismo. Las reacciones que serán transmitidas al soporte del mecanismo se calculan a continuación.



Aplicando las ecuaciones de equilibrio tenemos lo siguiente:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{E'ix} - F_{Ex} - F_{E'ix} = 0$$

$$F_{E'ix} = F_{Ex} + F_{E'ix} = 1646 \text{ N}$$

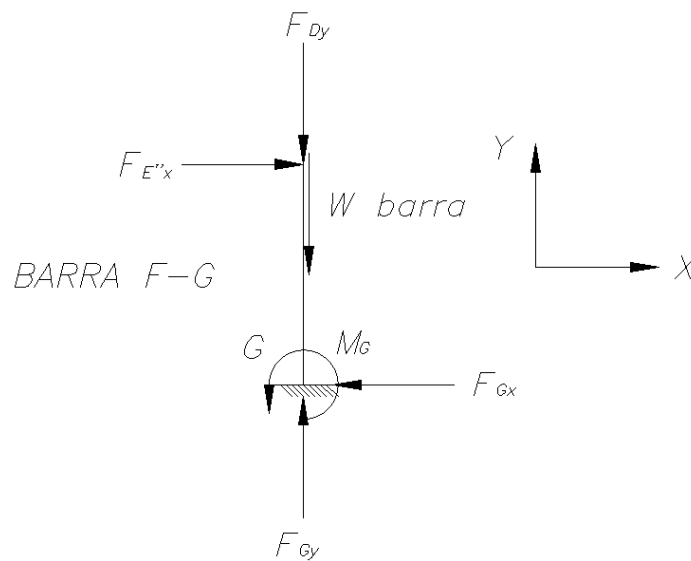
$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ey} - F_{Ey1} - F_{Ey2} = 0$$

$$R_{Ey} = F_{Ey1} + F_{Ey2} = 536 + 23 = 559 \text{ N}$$

### Análisis de Perfil D-G

En este análisis se calcularán las reacciones de los apoyos del perfil D-G. El punto G se considera como empotrado y el punto D como articulado.



Aplicando ecuaciones de equilibrio en el DCL mostrado se tiene lo siguiente

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{Gx} + F_{Dx} = 0$$

$$F_{Gx} = F_{Dx} = 448 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Dy} + F_{Gy} - W_{barra} = 0$$

$$F_{Gy} = W_{barra} + F_{Dy} = 12 + 16 = 28 \text{ N}$$

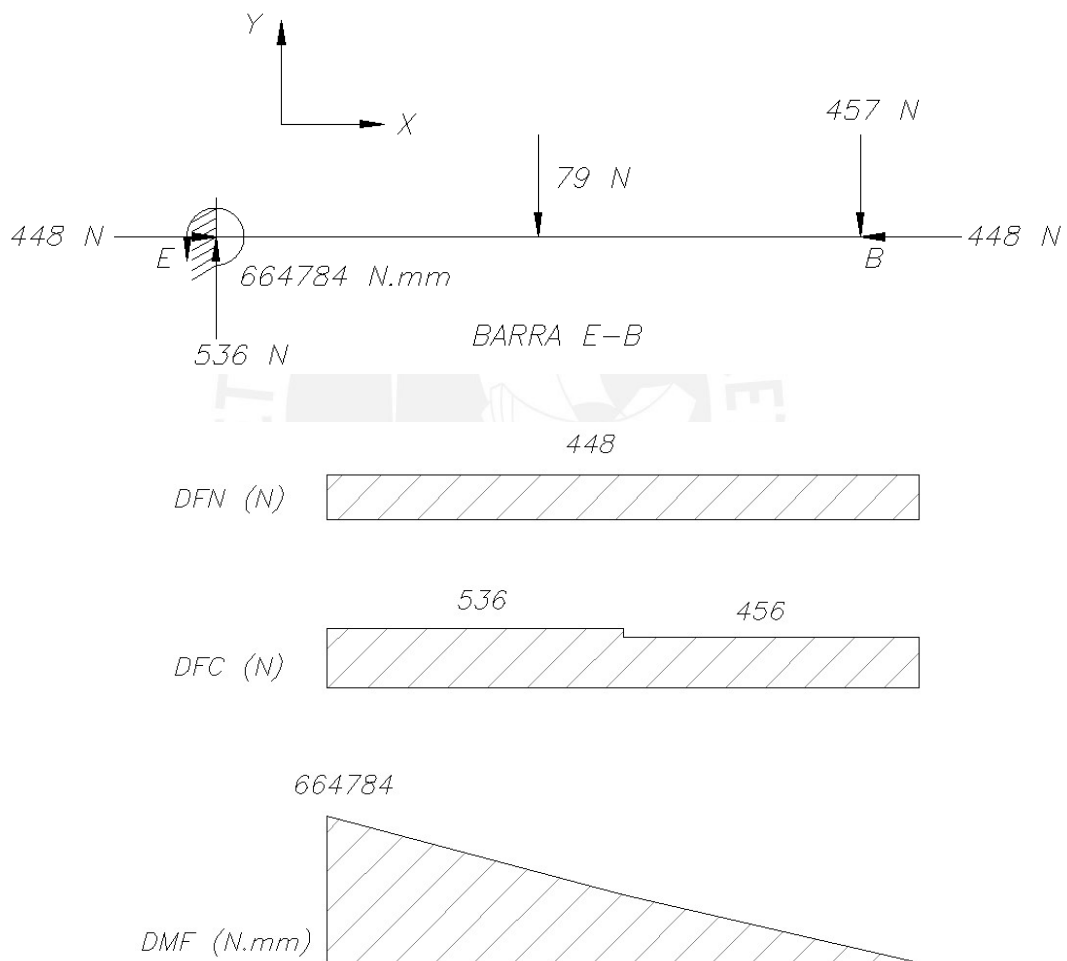
$$\sum M_G = 0$$

$$M_G - F_{Dx} * l = 0$$

$$M_G = 448 * 360 = 143105 \text{ N.mm}$$

### Verificación de la barra F-E

El elemento más crítico del mecanismo de elevación es la barra F-E ya que en el punto E se encuentra el mayor momento flector, así como la mayor fuerza cortante.



Se comprueba por fluencia el punto E.

$$\sigma_n = \frac{448}{384} = 1.2 \text{ Mpa}$$

$$\tau_c = \frac{536}{384} = 1.4 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_f = \frac{M * c}{I} = \frac{664784 * 30}{193152} = 103.2 \text{ Mpa}$$

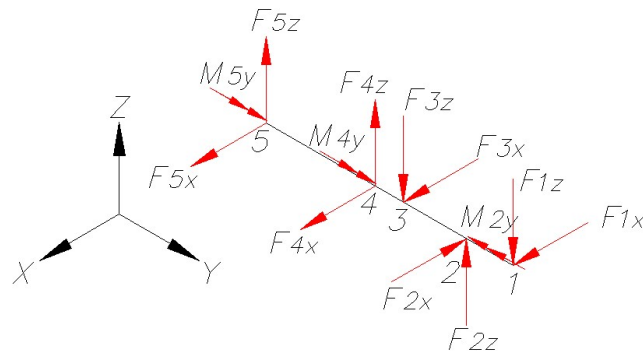
$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3 * (\tau_c)^2} = \sqrt{(1.2 + 103.2)^2 + 3 * (1.4)^2} = 104.4 \text{ Mpa}$$

$$FS = \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{250}{104.4} = 2.3$$



## ANEXO 5: VERIFICACION POR FLUENCIA DE ESTRUCTURA SOPORTE

La estructura soporte está sometido a cargas provenientes de las reacciones del mecanismo y las reacciones de los apoyos de la máquina. El DCL del tubo soporte de mecanismo se muestra en la siguiente figura.



Las fuerzas aplicadas en los puntos 1, 2 y 3 son las correspondientes a las reacciones del mecanismo aplicados al tubo soporte y ya son conocidas a partir de la verificación del mecanismo.

A continuación, se procederán a calcular las reacciones en los puntos 4 y 5.

Condición de equilibrio de momentos en eje Z en punto E

$$\sum M_{Ez} = 0$$

$$F_{1x} * 1005.5 + F_{2x} * 814.5 + F_{3x} * 553.5 + F_{4x} * 450 = 0$$

$$-769.7 * 1005.5 + 397.5 * 814.5 - 769.7 * 553.5 - F_{4x} * 450 = 0$$

$$F_{4x} = -1947.1 \text{ N}$$

Condición de equilibrio en fuerzas en eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{1x} - F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} = 0$$

$$769.7 - 397.5 + 769.7 - 1947.1 + F_{5x} = 0$$

$$F_{5x} = 805.2 \text{ N}$$

Condición de equilibrio de momentos en eje X en punto E

$$\sum M_{EX} = 0$$

$$F_{1Z} * 1005.5 + F_{2Z} * 814.5 + F_{3Z} * 553.5 + F_{4Z} * 450 = 0$$

$$-282.1 * 1005.5 + 133.4 * 814.5 - 282.1 * 553.5 + F_{4Z} * 450 = 0$$

$$F_{4Z} = 735.9 \text{ N}$$

Condición de equilibrio en fuerzas en eje Z

$$\sum F_Z = 0$$

$$F_{1x} - F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} = 0$$

$$-282.1 + 133.4 - 282.1 + 735.9 + F_{5Z} = 0$$

$$F_{5Z} = -305.1 \text{ N}$$

Antes de calcular las reacciones por torsión, se debe considerar un efecto adicional de torsión debido al traslado de la reacción en los ejes del mecanismo hasta el centroide del tubo de soporte de mecanismo.

Según el anexo 4, tenemos que la reacción en los puntos 1 y 3 en el eje X es de 769.7 N. La distancia de dichos puntos de apoyo hasta el centroide de la sección es de 146 mm. Por ende, el momento producido por el traslado de la fuerza hacia el centroide es el siguiente:

$$M_{1Yt} = M_{3Y} = 769.7 * 146 = 112376 \text{ N.mm}$$

Del mismo modo, el punto 2, además de la reacción de momento torsor producido por el mecanismo, también presenta un momento torsor producto del traslado de la fuerza en el eje X hacia el centroide del tubo. Con la reacción de 397.5 N en el eje Z y a distancia del apoyo hasta el centroide del tubo es de 86 mm.

$$M_{2Yt} = 397.5 * 86 = 34185 \text{ N.mm}$$

Para aplicar la condición de equilibrio de momento torsor en el eje Y se asume que los dos apoyos soportarán las fuerzas por igual.

$$\sum M_Y = 0$$

$$M_{1Yt} + M_{2Y} + M_{2Yt} + M_{3Y} + M_{4Y} + M_{5Y} = 0$$

$$112376.2 - 143105 - 34185 + 112376.2 + 2 * M_{4Y} = 0$$

$$M_{4Y} = M_{5Y} = 23731 \text{ N}$$

Una vez definidas las reacciones aplicadas en el tubo soporte de mecanismo. Se realizará el traslado de dichas reacciones al centroide de las patas de apoyo de la estructura principal. La distancia del tubo de soporte de mecanismo y los centroides de las patas es de 87.5 mm. Por ende, los momentos generados por el traslado de las reacciones en los puntos 4 y 5 son los siguientes:

$$M_{4Y'} = 735.9 * 87.5 = 64388 \text{ N.mm}$$

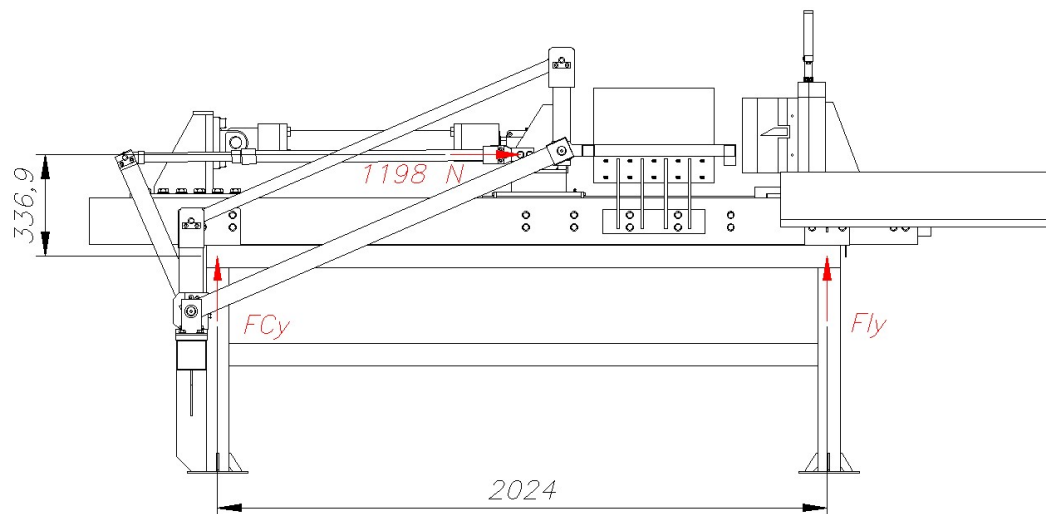
$$M_{5Y'} = 305.1 * 87.5 = 26693 \text{ N.mm}$$

Superponiendo las reacciones ante el momento torsor externo junto con los momentos generados por el traslado, se tiene lo siguiente:

$$M_{4Y''} = 23731 + 64388 = 88119 \text{ N.mm}$$

$$M_{5Y''} = 23731 - 26693 = -2962 \text{ N.mm}$$

En adición a las reacciones en las patas de la estructura, también se consideran las fuerzas producidas por el peso de la máquina y la fuerza horizontal aplicada en la unión entre el impulsor de tronco y el mecanismo. En la siguiente figura se muestra el esquema de la máquina astilladora sometida a las fuerzas horizontales del mecanismo, así como las reacciones en los apoyos. A continuación, se aplicará la condición de equilibrio de momentos en el apoyo C.



$$\sum M_{Cy} = 0$$

$$-1198 * 336.9 + F_{Iz} * 2024 = 0$$

$$F_{Cz} = F_{Iz} = \frac{1198 * 336.9}{2024} = 199.4 \text{ N}$$

Asimismo, los apoyos soportarán por igual la fuerza horizontal.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Cx} + F_{Ix} = 1198$$

$$2 * F_{Cx} = 1198$$

$$F_{Cx} = F_{Ix} = 599 \text{ N}$$

Finalmente calculamos las reacciones en los apoyos por el peso de la máquina que se estimó como 2282 N. Se asume que ambos apoyos soportan el peso de la máquina por igual.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Cz'} + F_{Iz'} - 2282 = 0$$

$$2 * F_{Cz'} = 2282$$



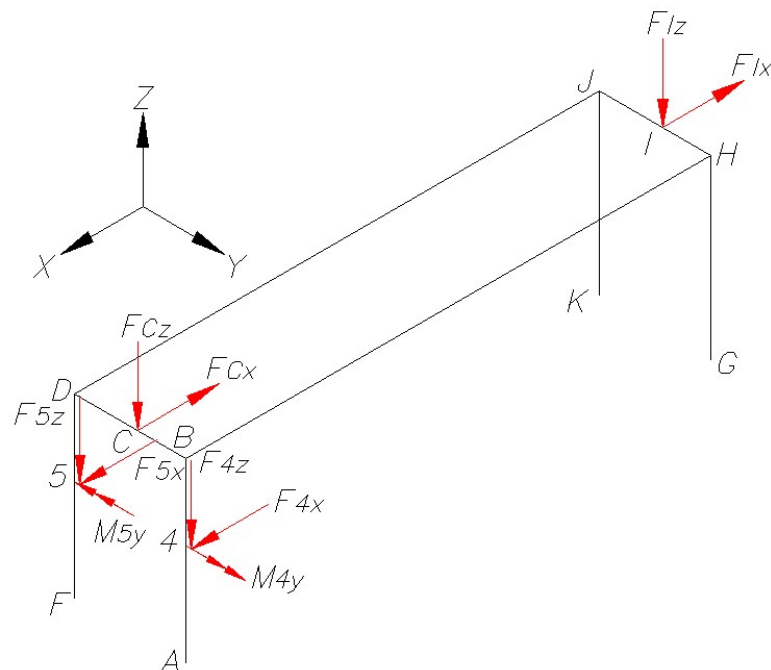
$$F_{Cz'} = F_{Iz'} = 1141 \text{ N}$$

Se suman los efectos combinados del primer y tercer efecto se tiene lo siguiente

$$F_{Cz''} = -1141 + 199.4 = -941.6 \text{ N}$$

$$F_{Iz''} = -1141 - 199.4 = -1340.4 \text{ N}$$

Superponiendo las reacciones en todos los apoyos se tiene el siguiente DCL.



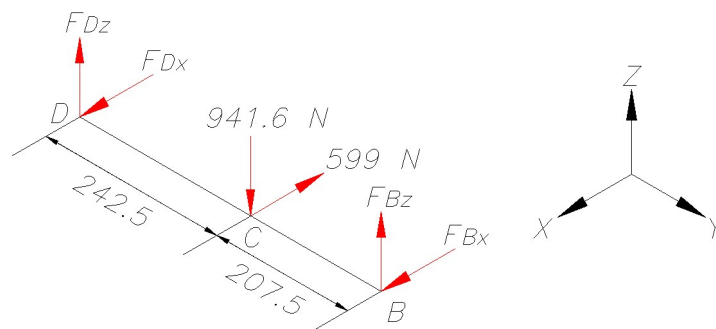
En la siguiente tabla se muestra la lista de todas las fuerzas aplicadas a la estructura soporte.

Reacción	Magnitud	Unidades
$F_{4x}$	1947.1	N
$F_{4z}$	735.9	N
$M_{4y}$	88119	N.mm
$F_{5x}$	805.2	N
$F_{5z}$	305.1	N
$M_{5y}$	2962	N.mm
$F_{Cx}$	599	N
$F_{Cz}$	941.6	N
$F_{Ix}$	599	N
$F_{Iz}$	1340.4	N

Una vez conocidas todas las fuerzas que actúan sobre la estructura de soporte. A continuación, se procede a analizar cada barra.

### Análisis de la barra B-C-D

Sobre la barra B-C-D actúan las fuerzas producidas por el peso de la máquina astilladora y la reacción por la fuerza de la palanca del mecanismo. Los extremos se consideran articulados. A continuación, se procede a calcular las reacciones en los puntos F y E



$$\sum M_{Dz} = 0$$

$$599 * 242.5 - F_{Bx} * (242.5 + 207.5) = 0$$

$$F_{Bx} = 322.8 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Bx} + F_{Dx} - 599 = 0$$

$$F_{Dx} = 276.2 \text{ N}$$

$$\sum M_{Dx} = 0$$

$$-941.6 * 242.5 + F_{Bz} * (242.5 + 207.5) = 0$$

$$F_{Bz} = 507.4 \text{ N}$$

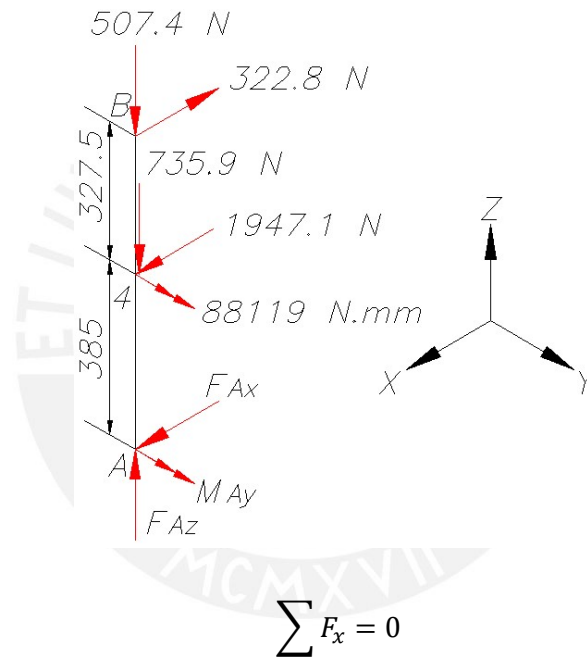
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Dz} + F_{Bz} - 941.6 = 0$$

$$F_{Fx} = 434.2 \text{ N}$$

### Análisis de la barra A-4-B

Sobre la barra A-4-B actúan las fuerzas producidas por la reacción de la barra B-C-D y el apoyo 4 del tubo de soporte de mecanismo. El extremo B se considera articulado, mientras que el extremo A se considera empotrado. A continuación, se procede a calcular las reacciones en el punto A.



$$F_{Ax} - 322.8 + 1947.1 = 0$$

$$F_{Ax} = 1624.3 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Az} - 507.4 - 735.9 = 0$$

$$F_{Az} = 1243.3 \text{ N}$$

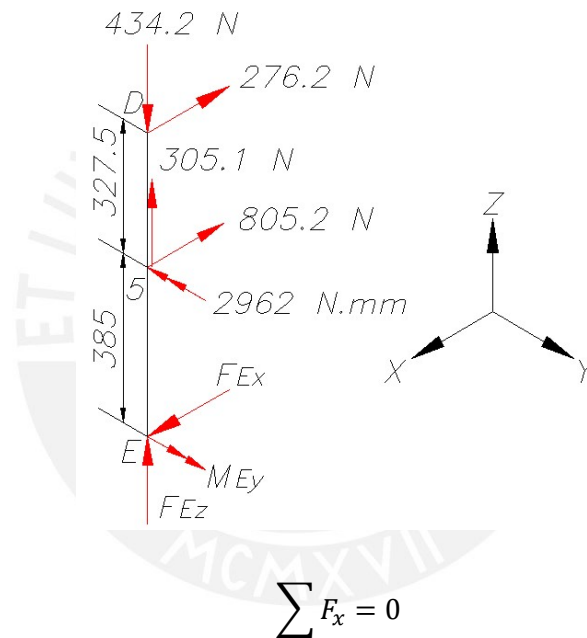
$$\sum M_{Ay} = 0$$

$$M_{Ay} + 88119 + 1947.1 * 385 - 322.8 * (385 + 327.5) = 0$$

$$M_{Ay} = -607765 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

### Análisis de la barra D-5-E

Sobre la barra D-5-E actúan las reacciones de la barra B-C-D y el apoyo 5 del tubo de soporte de mecanismo. El extremo E se considera articulado, mientras que el extremo E se considera empotrado. A continuación, se procede a calcular las reacciones en el punto E.



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Ex} - 805.2 - 276.2 = 0$$

$$F_{Ex} = 1081.4 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Gz} + 305.1 - 434.2 = 0$$

$$F_{Gz} = 129.1 \text{ N}$$

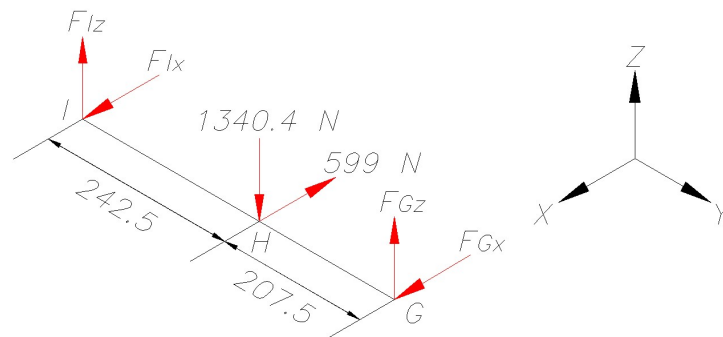
$$\sum M_{Gy} = 0$$

$$-805.2 * (385) - 276.2 * (327.5 + 385) - 2962 + M_{Ey} = 0$$

$$M_{Ey} = 509764 \text{ N.mm}$$

### Análisis de la barra G-H-I

Sobre la barra G-H-I actúan las fuerzas producidas por el peso de la máquina astilladora y la reacción por la fuerza de la palanca del mecanismo. Los extremos se consideran articulados. A continuación, se procede a calcular las reacciones en los puntos G e I.



$$\sum M_{Ix} = 0$$

$$-1340.4 * 242.5 + F_{Gz} * (242.5 + 207.5) = 0$$

$$F_{Gz} = 722.3 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Iz} - 1340.4 + 722.3 = 0$$

$$F_{Iz} = 618.1 \text{ N}$$

$$\sum M_{Iz} = 0$$

$$599 * 242.5 - F_{Gx} * (242.5 + 207.5) = 0$$

$$F_{Gx} = 322.8 \text{ N}$$

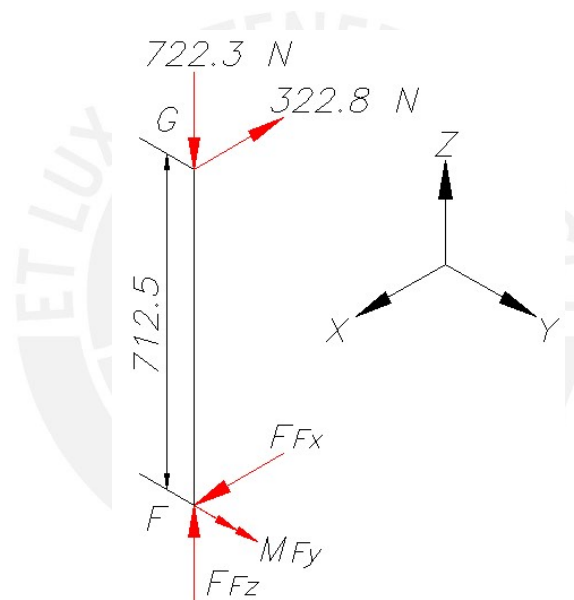
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Ix} - 599 + 322.8 = 0$$

$$F_{Ix} = 276.2 \text{ N}$$

### Análisis de la barra F-G

Sobre la barra F-G actúan las reacciones de la barra G-H-I. El nodo G se considera como articulado, mientras que el nodo F se considera como empotrado. A continuación, se procede a calcular las reacciones en el punto F.



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Hx} - 322.8 = 0$$

$$F_{Hx} = 322.8 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Hz} - 722.3 = 0$$

$$F_{Hz} = 722.3 \text{ N}$$

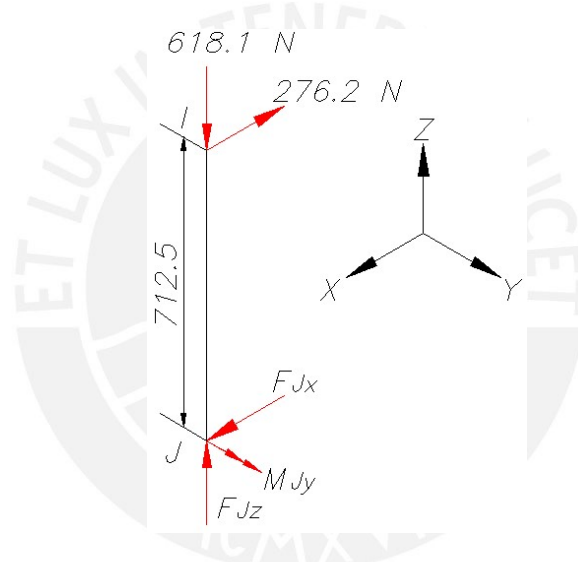
$$\sum M_{Hy} = 0$$

$$-322.8 * 712.5 + M_{Hy} = 0$$

$$M_{Hy} = 229991 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Análisis de la barra J-K

Sobre la barra J-K actúan las reacciones de la barra J-K. Los puntos I y J se consideran como articulados, mientras que el punto K se considera como empotrado. A continuación, se procede a calcular las reacciones en el punto K.



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Kx} - 276.2 = 0$$

$$F_{Kx} = 276.2 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Kz} - 618.1 = 0$$

$$F_{Kz} = 618.1 \text{ N}$$

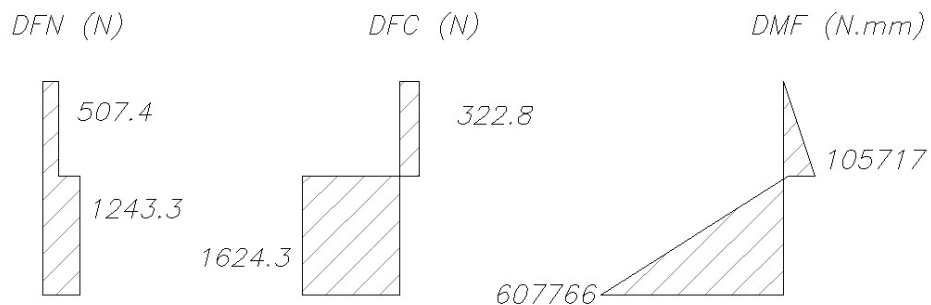
$$\sum M_{Ky} = 0$$

$$-276.2 * 712.5 + M_{Ky} = 0$$

$$M_{Ky} = 196796 \text{ N.mm}$$

Verificación de la barra A-4-B por fluencia

Se elabora los diagramas de fuerza normal, cortante y de momento flector de la barra A-4-B, la cual es la barra sometida a los mayores esfuerzos.



A partir de los diagramas se calculan los esfuerzos en el punto D que es el punto con mayor exigencia.

$$\sigma_n = \frac{F_{Az}}{A} = \frac{1243.3}{584} = 2.1 \text{ Mpa}$$

$$\tau_c = \frac{F_{Ax}}{A} = \frac{1624.3}{584} = 2.8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_{Ay} * c_{\text{máx}}}{I} = \frac{607765 * 37.5}{2636719} = 8.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2.1 + 8.6)^2 + (2.8)^2} = 11.8 \text{ Mpa}$$

$$FS = \frac{250}{11.8} = 21.2$$



## ANEXO 6: Catálogo de cilindro

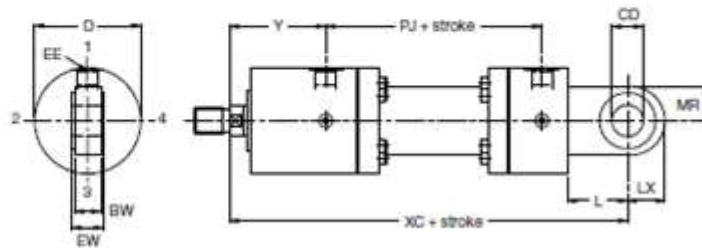
Fuente: Parker. 2013. MMA Hydraulic Cylinders 'Mill Type' roundline cylinders for working pressures up to 250 bar

[Consultado el 2 de enero de 2018] Obtenido de:

<[https://www.parker.com/literature/Cylinder%20Europe/Cylinder%20Europe%20-%20English%20Literature/Product%20Literature/HY07-1210UK\\_MMA\\_Metric\\_Roundline\\_250\\_Bar\\_Hydraulic\\_Cylinders.pdf](https://www.parker.com/literature/Cylinder%20Europe/Cylinder%20Europe%20-%20English%20Literature/Product%20Literature/HY07-1210UK_MMA_Metric_Roundline_250_Bar_Hydraulic_Cylinders.pdf)>

Catalogue HY07-1210/UK  
Pivot Mountings

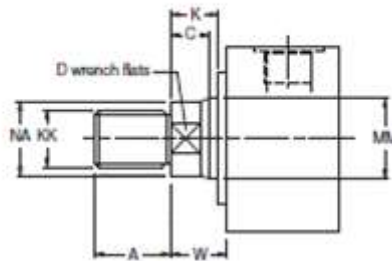
'Mill Type' Cylinders  
MMA Series



Dimensions – MP3 and MP5 See also Rod End Dimensions, page 9

Bore Ø	Rod No.	Rod Ø	BW & BX	CD <sup>100</sup> & CX <sup>107</sup>	D <sub>max</sub>	EE (ØPP)	EW <sup>100</sup> & EX <sup>102</sup>	L & LT	LX	MR & MS	Y	Min. Stroke	+ Stroke	
													PJ	XC & XO
50	1 2	32 36	27	32	108	G <sup>1/2</sup>	32	61	38	35	98	20	120	305
63	1 2	40 45	35	40	124	G <sup>1/2</sup>	40	74	50	50	112	30	133	348
80	1 2	50 56	40	50	148	G <sup>1/2</sup>	50	90	61.5	61.5	120	20	155	395
100	1 2	63 70	52	63	175	G <sup>1</sup>	63	102	71	66	134	25	171	442
125	1 2	80 90	60	80	208	G <sup>1</sup>	80	124	90	90	153	50	205	520
140	1 2	90 100	65	90	255	G <sup>1 1/4</sup>	90	150	113	113	181	50	208	580
160	1 2	100 110	84	100	270	G <sup>1 1/4</sup>	100	150	112	112	185	50	235	617
180	1 2	110 125	88	110	315	G <sup>1 1/4</sup>	110	185	129	118	205	20	250	690
200	1 2	125 140	102	125	330	G <sup>1 1/4</sup>	125	206	145	131	220	20	278	756
250	1 2	160 180	130	160	412	G <sup>1 1/2</sup>	160	251	178	163	260	20	325	903
320	1 2	200 220	162	200	510	G <sup>2</sup>	200	316	230	209	310	20	350	1080

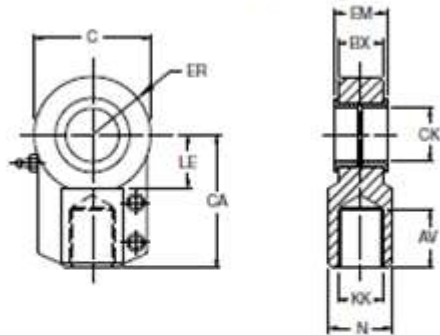
**Rod End Code 4**  
Bore Ø 50mm - 100mm



**Rod End Dimensions** See also Cylinder Dimensions, pages 5-8

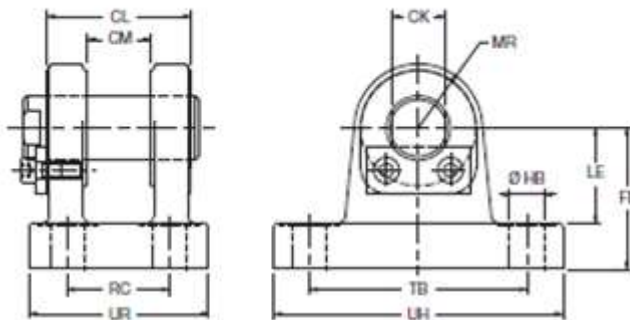
Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	A & AF	C	D	K	KK Code 4	KF Code 9	NA	VE <sub>max</sub>	W	WF
50	1 2	32 36	36	15	28 32	18	M27x2	- M27x2	31 35	-	22	-
63	1 2	40 45	45	18	34 38	21	M33x2	- M33x2	38 43	-	25	-
80	1 2	50 56	56	20	43 46	24	M42x2	- M42x2	48 54	-	28	-
100	1 2	63 70	63	23	53 60	27	M48x2	- M48x2	60 67	-	32	-
125	1 2	80 90	85	27	65 75	31	M64x3	- M64x3	77 87	39	36.5	70
140	1 2	90 100	90	27	75 Ø10 x 4 Ø10 x 4	31	M72x3	- M72x3	87 96	39	36.5	70
160	1 2	100 110	95	31	Ø10 x 4 Ø10 x 4	35	M80x3	- M80x3	96 106	43	40.5	78
180	1 2	110 125	105	36	Ø10 x 4 Ø10 x 4	40	M90x3	- M90x3	106 121	47	45.5	87
200	1 2	125 140	112	36	Ø12 x 4 Ø12 x 4	40	M100x3	- M100x3	121 136	51	45.5	91
250	1 2	160 180	125	38	Ø15 x 4 Ø15 x 4	42	M125x4	- M125x4	155 175	59	50.5	101
320	1 2	200 220	160	44	Ø15 x 4 Ø15 x 4	48	M160x4	- M160x4	194 214	74	56.5	122

Rod Eye with Plain Bearing AP4 ISO 8132



Part No.	AV min	BX max	C max	CA J513	CK H9	EM H12	ER max	KK	LE min	N max	Mass kg	Nominal Force kN
148731	37	29	70	80	32	32	40	M27x2	30	38	1.2	50
148732	46	34	89	97	40	40	50	M33x2	39	47	2.1	80
148733	57	42	108	120	50	50	63	M42x2	47	58	4.4	125
148734	64	53.5	132	140	63	63	72.5	M48x2	58	70	7.6	200
148735	86	68	168	180	80	80	92	M64x3	74	91	14.5	320
148737	96	85.5	210	210	100	100	114	M80x3	94	110	28	500
148739	113	105	262	260	125	125	160	M100x3	116	135	43	800
148740	126	133	326	310	160	160	200	M125x4	145	165	80	1250
148741	161	162	400	390	200	200	250	M160x4	190	215	165	2000



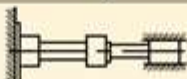
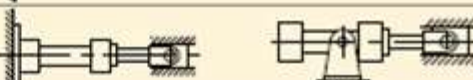

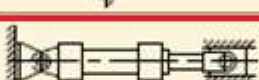


Clevis Bracket and Pivot Pin AB4 ISO 8132 Form A



For larger sizes, please consult factory.

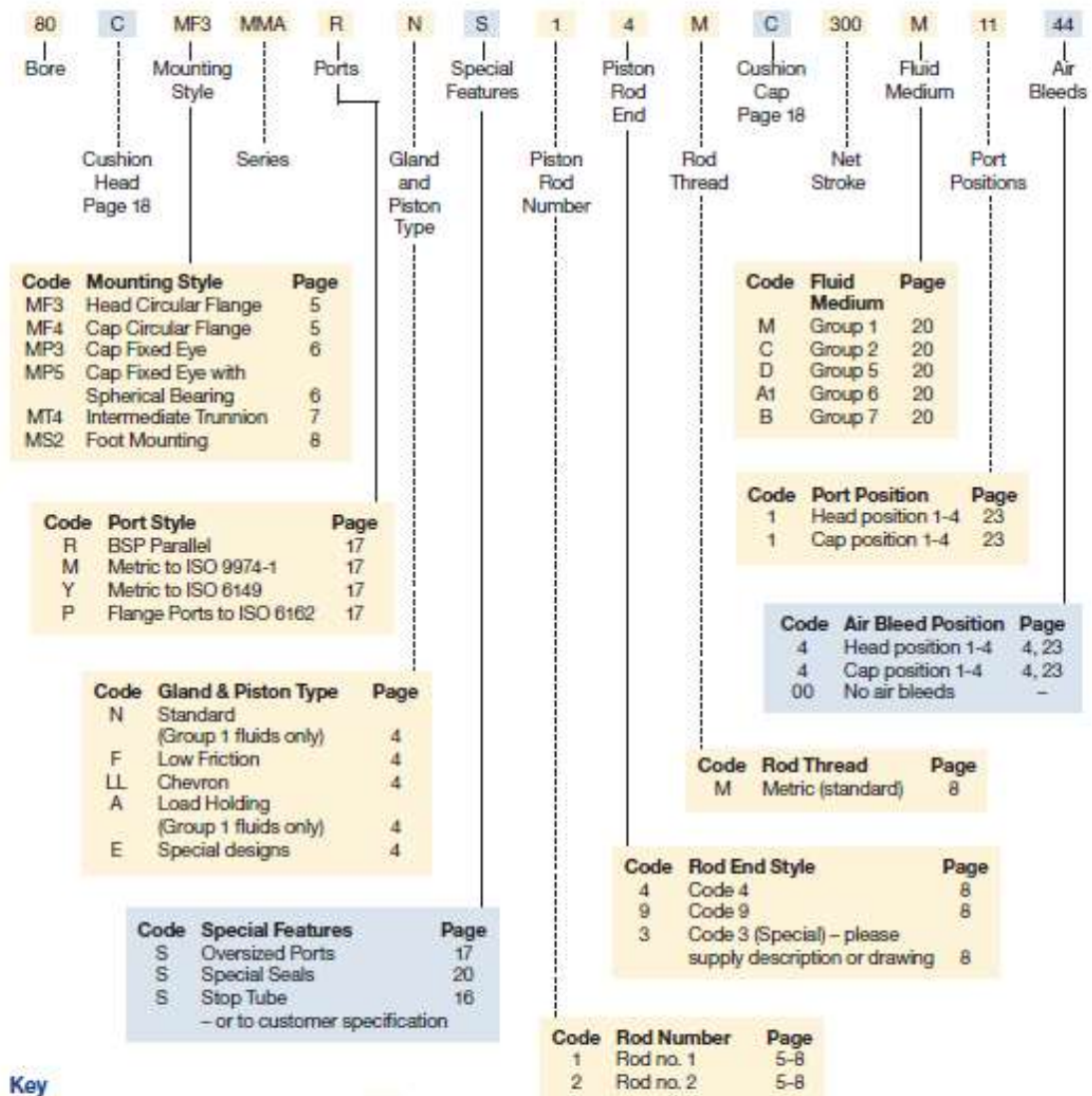
Part No.	CK H6/m6	CL H14	CM A13	FL J512	HB H13	LE min	MR max	RC J514	TB J514	UH max	UR max	Mass kg	Nominal Force kN
0962110032	32	70	32	65	17.5	43	32	50	110	143	85	3.5	50
0962110040	40	90	40	76	22	52	40	65	130	170	108	6	80
0962110050	50	110	50	95	26	65	50	80	170	220	130	12	125
0962110063	63	140	63	112	33	75	63	100	210	270	160	19	200
0962110080	80	170	80	140	39	95	80	125	250	320	210	38	320

## Stroke Factor Selection

Cylinder Mounting Style	Rod End Connection and Load Guidance	Type of Mounting	Apply Stroke Factor of
MF3 MS2 Front flange and foot mountings	Load is fixed and rigidly guided		0.5
MF3 MS2 Front flange and foot mountings	Load is pivoted and rigidly guided		0.7
MF4 Rear flange mounting	Load is fixed and rigidly guided		1.0
MF4 MT4 Rear flange and trunnion mountings	Load is pivoted and rigidly guided		1.5
MF3 MS2 Front flange and foot mountings	Load is supported but not rigidly guided		2.0
MP3 MP5 Rear pivot mountings	Load is pivoted and rigidly guided		2.0
MF4 Rear flange mounting	Load is supported but not rigidly guided		4.0
MP3 MP5 Rear pivot mountings	Load is supported but not rigidly guided		4.0



**How To Order**




## ANEXO 7: Catálogo de válvula limitadora de presión

Fuente: Sunhydraulics. 2017. Model DNDC


[Consultado el 2 de enero de 2018] Obtenido de:

<<http://www.sunhydraulics.com/es/model/DNDC>>

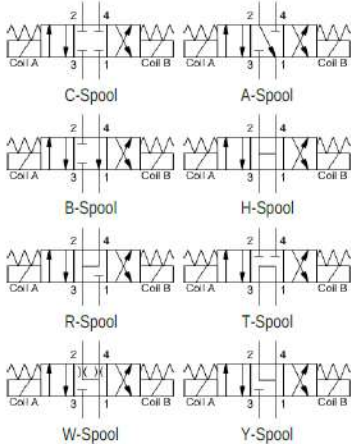


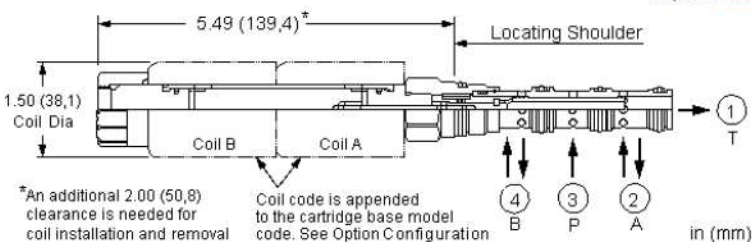
**MODEL  
DNDC**

4-way, 3-position, solenoid-operated directional spool valve  
**SERIES 1 / CAPACITY: 5 gpm / CAVITY: T-31A**



snhy.com/DNDC





\*An additional 2.00 (50,8) clearance is needed for coil installation and removal

Coil code is appended to the cartridge base model code. See Option Configuration

This direct acting, solenoid-operated, 4-way, 3-position spool valve is spring centered to the neutral position. When coil A is energized, the flow is from port 3 (P) to port 2 (A) and from port 4 (B) to port 1 (T). When coil B is energized, the flow is from port 3 to port 4 and from port 2 to port 1.

**TECHNICAL DATA**

Maximum Operating Pressure	5000 psi
Response Time - Typical	50 ms
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	10 in <sup>3</sup> /min. @3000 psi
Switching Frequency	15000 cycles/hr
Seal kit - Cartridge	Buna: 990-431-007
Seal kit - Cartridge	EPDM: 990-431-014
Seal kit - Cartridge	Viton: 990-431-006

**NOTES** The two coils used in this assembly are interchangeable with one another, but once installed and wired, the coil closest to the hex body is considered Coil A, and the coil closest to the coil nut is Coil B.

**CONFIGURATION OPTIONS**

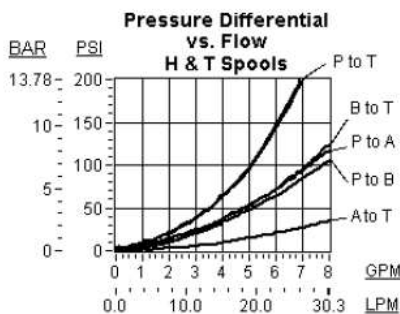
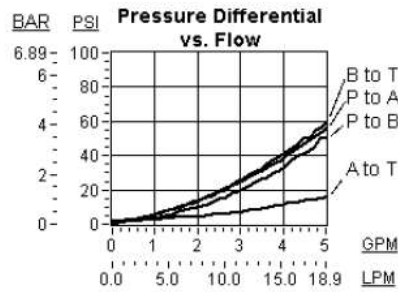
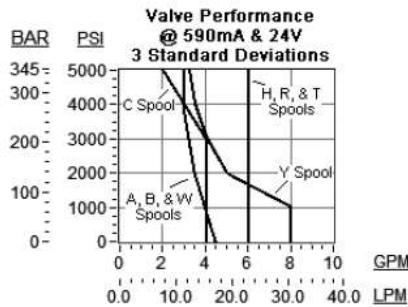
Model Code Example: DNDCXCN

CONTROL	(X) SPOOL CONFIGURATION	(C) SEAL MATERIAL	(N) COIL *
<b>X</b> No Manual Override	<b>C</b> Blocked Center	<b>N</b> Buna-N	No coil
	<b>A</b> A to T Center	<b>E</b> EPDM	212 DIN 43650-Form A, 12 VDC
	<b>B</b> B to T Center	<b>V</b> Viton	224 DIN 43650-Form A, 24 VDC
	<b>H</b> Open Center		712 Twin Lead, 12 VDC
	<b>R</b> Regen Center		724 Twin Lead, 24 VDC
	<b>T</b> Tandem Center		912 Deutsch DT04-2P, 12 VDC
	<b>W</b> A and B Bleed to T Center		924 Deutsch DT04-2P, 24 VDC
	<b>Y</b> A and B to T Center		* Additional coil options are available

## TECHNICAL FEATURES

- The solenoid tube assembly is fatigue rated for 5000 psi (350 bar) service.
- This valve is direct actuated and requires no minimum hydraulic pressure for operation.
- In differential flow circuits, the higher return flow should be directed through port 2 (A) to port 1 (T).
- Cartridges configured with EPDM seals are for use in systems with phosphate ester fluids. Exposure to petroleum based fluids, greases and lubricants will damage the seals.
- This valve utilizes a wet armature design. This means that the working fluid surrounds the armature and is exposed to the heat generated by the coil. This can be a factor if the coil is energized for long periods of time. Some fluids, notably water/glycol mixtures, break down at these temperatures over time and form varnishes that will affect the function of the cartridge.
- A wide variety of coil termination and voltage options are available, with and without surge protection. See the CONFIGURATION section.
- The solenoid's unique magnetic design results in a high efficiency solenoid, yielding high spool actuating force per Watt expended, leading to reliable valve shifting.
- Coils are interchangeable with other Sun Series 1 solenoid products and can be mounted on the tube in either direction.
- Coil connector options offer ratings up to IP69K. See individual coil product pages for details. Additional weatherized coils and kits are available for more complete environmental protection.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

## PERFORMANCE CURVES





## ANEXO 8: Catálogo de válvula 4/3

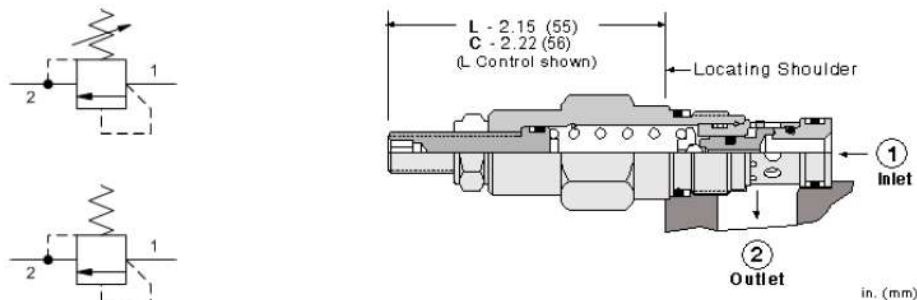
Fuente: Sunhydraulics. 2017. Model RDBA

[Consultado el 2 de enero de 2018] Obtenido de:

<<http://www.sunhydraulics.com/model/RDBA>>

	MODEL	Direct-acting relief valve	
	RDBA	CAPACITY: 12 gpm / CAVITY: T-162A	

snhy.com/RDBA



Direct-acting relief cartridges are normally closed, pressure-limiting valves used to protect hydraulic components from pressure transients. When the pressure at the inlet (port 1) reaches the valve setting, the valve starts to open to tank (port 2), throttling flow to limit the pressure rise. These valves are smooth and quiet, essentially zero leak, dirt tolerant, immune to silting and are very fast.

### TECHNICAL DATA

Factory Pressure Settings Established at:	4 gpm
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Response Time - Typical	2 ms
Maximum Valve Leakage at Reset	10 drops/min.
Reset	>85% of setting
Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5
Locknut Hex Size	9/16 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Seal kit - Cartridge	Buna: 990-162-007
Seal kit - Cartridge	EPDM: 990-162-014
Seal kit - Cartridge	Polyurethane: 990-162-002
Seal kit - Cartridge	Viton: 990-162-006

### CONFIGURATION OPTIONS

#### Model Code Example: RDBALAN

CONTROL	(L)	ADJUSTMENT RANGE	(A)	SEAL MATERIAL	(N)	MATERIAL/COATING
<b>L</b> Standard Screw Adjustment	<b>A</b>	500 - 3000 psi (35 - 210 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	<b>N</b>	Buna-N		Standard Material/Coating
<b>C</b> Tamper Resistant - Factory Set	<b>W</b>	800 - 4500 psi (55 - 315 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	<b>E</b>	EPDM		JAP Stainless Steel, Passivated
<b>K</b> Handknob	<b>B</b>	300 - 1500 psi (20 - 105 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	<b>V</b>	Viton		ALH Mild Steel, Zinc-Nickel
	<b>C</b>	1000 - 6000 psi (70 - 420 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting				
	<b>D</b>	200 - 800 psi (14 - 55 bar), 400 psi (28 bar) Standard Setting				
	<b>E</b>	150 - 400 psi (10 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting				



## ANEXO 9: Catálogo de tanque

Fuente: LDI Industries. 2015. JIC TYPE RESERVOIRS

[Consultado el 2 de enero de 2018] Obtenido de:

<[https://www.lidi-industries.com/LDI-Files/Spec-Sheets/Reservoir-Tanks/JIC-Type-Reservoirs/Style\\_B\\_Series.pdf](https://www.lidi-industries.com/LDI-Files/Spec-Sheets/Reservoir-Tanks/JIC-Type-Reservoirs/Style_B_Series.pdf)>

### JIC TYPE RESERVOIRS

#### STYLE A STAINLESS STEEL

The Style A Stainless Steel Series JIC type reservoirs are constructed with a welded top and clean-out access on each end. The reservoir design incorporates a lengthwise baffle positioned between opposing clean-out openings. Each reservoir is supplied with a sight gage, filler breather and access covers.

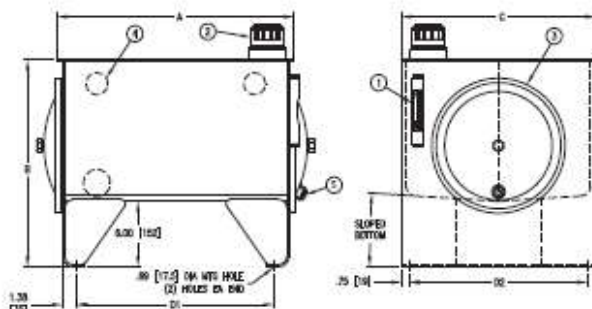
##### Standard Features:

- (1) 5 inch G1620 Series sight gage on capacities of less than 300 gallons; (1) 10 inch G1615 Series sight gage on 300 gallon capacities and above
- (1) Riser with filler breather
  - Bayonet style - 40 micron
- (2) Stainless steel access covers with gaskets
- Baffle with cutouts for circulation
- 3/4 inch NPT drain with plug on (1) access cover
- Materials:
  - 304 Stainless Steel construction
  - Buna N seals
  - Aluminum sight gage
  - Zinc plated fill cap with nylon strainer basket

##### CAUTION:

- Reservoirs are not designed for internal positive or negative pressure applications. For these applications, consult the factory.

- NOTE**
- Drain plugs need to be sealed and tightened before use
  - Sight gage and filler breather are not stainless steel
  - Sight gage and filler breather shipped loose inside reservoir
  - Industry accepted design practice for hydraulic systems limits maximum operating temperature to 180° F (82° C), but materials used for fabrication of the reservoirs are capable of operating between -40° and 250° F (-40° and 121° C)



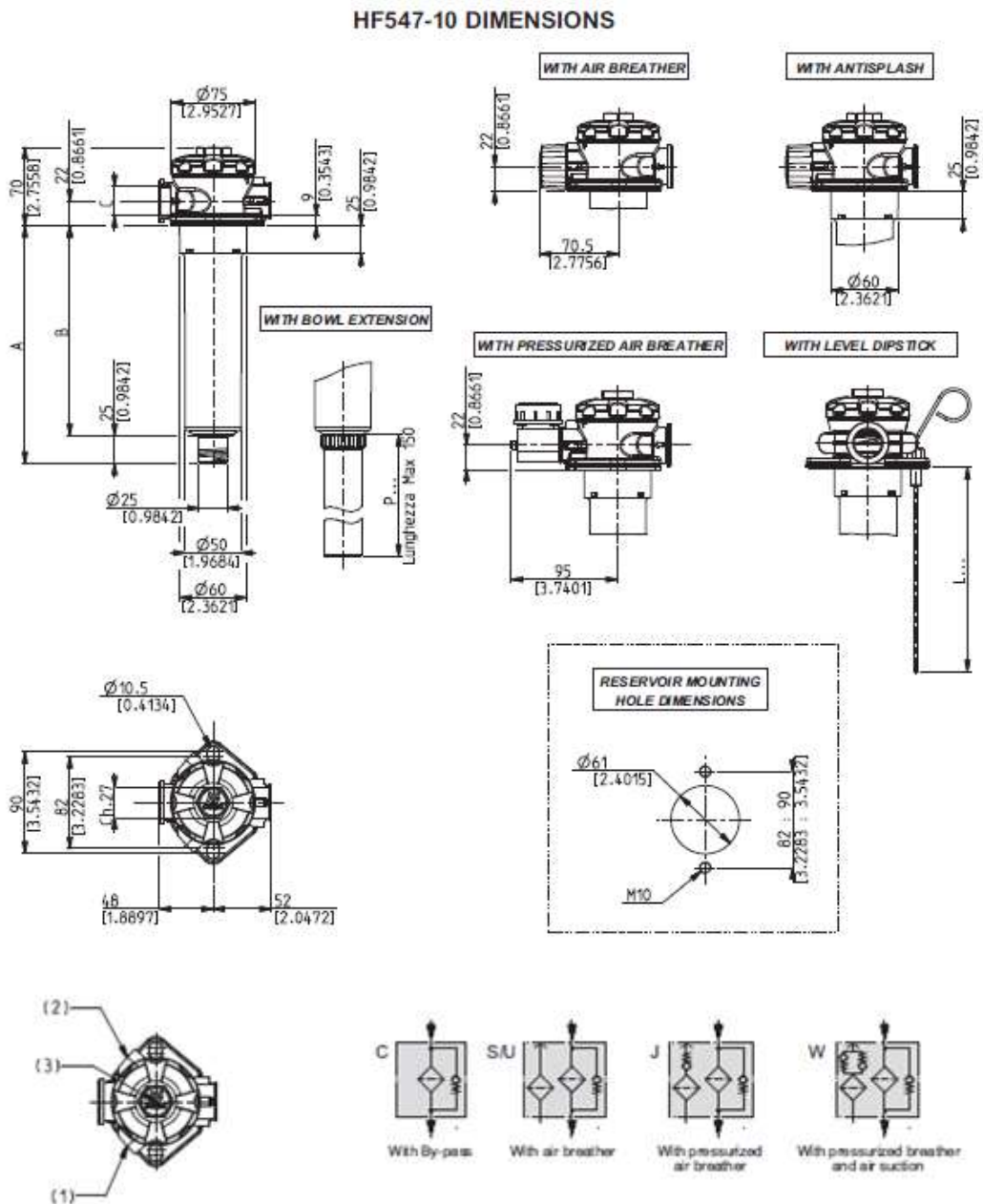
NOTE: All dimensions are inches [mm]



## ANEXO 10: Dimensiones de filtros

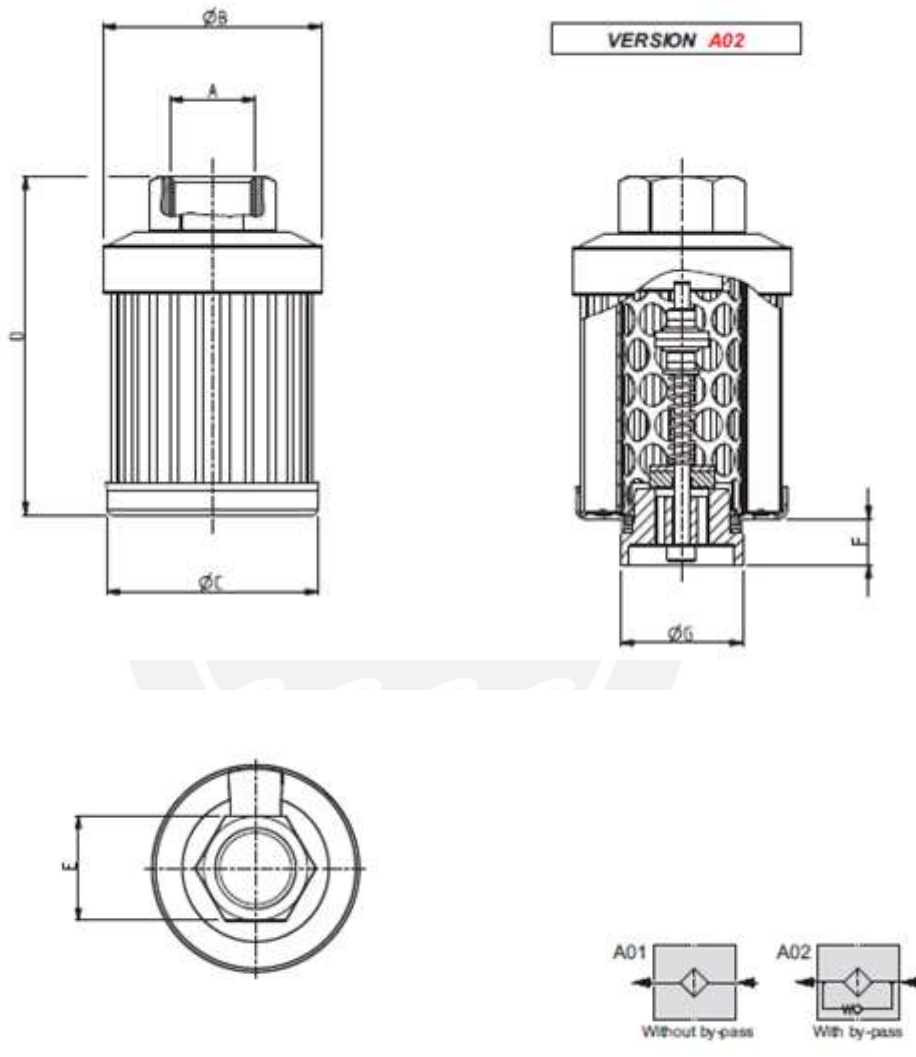
Fuente: Ikron Fluid Filtration. 2011. Filler breathers HB 50 / HB 70 / HB 110 / HB 120 series Air filters AF 105 / AF 106 series Level gauges HL 91 / HB 02 series  
 [Consultado el 2 de enero de 2018]      Obtenido de:  
 <<http://www.ikron.it/eng/04services/pdf/ACC-01-T-A.pdf>>

### 12.1. Dimensiones de filtro HF 547



## 12.2. Dimensiones de filtro HF 410

HF410-10 DIMENSION



ICAT\_001\_001\_HF410

Filter type	Weight	A (Thread GAS-BSP)		ØB	ØC	D	E	F	G
	kg (lbs)	Standard	On request	mm (in)	mm (in)	mm (in)	mm (in)	mm (in)	mm (in)
<b>HF 410-10.060</b>	0,10 (0,22)	G 3/8	G 1/2	54 (2,1259)	52 (2,0472)	84 (3,3070)	27 (1,0629)	12 (0,4724)	30 (1,1810)

### 12.3. Dimensiones de filtro HB70

#### CAP DIMENSIONS - 05 FIXING WITH SCREWS

