



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

“Diseño de Aserradero Móvil”

Seminario de Título presentado en conformidad a los requisitos para obtener el título de Ingeniero de Ejecución en Mecánica.

**Profesor Guía:
Sr. Ramón Reyes Leal**

Pedro Leonardo Quiroz Veloso

A Ñ O
(2013)

Diseño aserradero móvil

Dedicatoria.

Este trabajo de seminario está dedicado como testimonio de mi eterno agradecimiento y amor a mi grandiosa esposa Karen Vidal y maravilloso hijo Mateo Quiroz por su apoyo y amor incondicional.

A mis padres por darme la vida, por su esfuerzo en entregarme todo lo que necesite, el cariño y paciencia que han tenido para formarme y entregarme los valores que hoy agradezco.

A mis hermanos Angélica, Ricardo y Carolina que siempre han estado a mi lado para prestarme su ayuda y amor en todo momento y por todo lo que los necesitare.

Agradecimientos.

Primero agradecer a la Universidad del Biobío que me ha permitido ser parte de esta gran familia que siempre estaré orgulloso de formar.

A mis profesores que durante estos años con sus conocimientos y dedicación han contribuido a mi formación profesional.

A mi profesor guía Ingeniero Ramón Reyes Leal, por su confianza en mí y aceptar este desafío, por su paciencia, amabilidad y profesionalismos durante el desarrollo de este trabajo. Gracias por sus consejos y por escucharme.

Al coordinador de Seminario don Vicente Pita Vives por su cordial y paciente atención a todas las dudas presentadas y gran orientación en este proceso.

A Dios por Todas las bendiciones que me ha entregado.

A mi familia por su apoyo y que sin duda este logro trascendental en mi vida no hubiese sido posible.

Contenidos.

Título	pág.
Dedicatoria	i
Agradecimientos	ii
Contenidos	iii
Contenidos figuras	v
Contenidos tablas	vii
Glosario Símbolos y abreviaturas	viii
Glosario Términos	xi
Esquema diseño componentes principales	xii
Capítulo 1: Resumen, objetivos e introducción	1
1.1.-Resumen	1
1.2-Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general	2
1.2.2 Objetivos Específicos	2
1.3- Introducción	3
Capítulo 2: Metodología y teoría de cálculo	4
2.1.-Metodología	4
2.2 Deformaciones unitarias por flexión pura	5
2.2.1 Flexión pura	5
2.3 Esfuerzo cortante	9

Capítulo 3: Cálculos secciones críticas	10
3.1 Análisis y cálculo viga doblemente empotrada.	10
3.1.1 Comprobación del perfil	15
3.1.2 Comprobación por esfuerzo cortante	16
3.2 Análisis y cálculo viga continua	17
3.2.1 Método tres momentos	18
3.2.2 Comprobación del perfil	28
3.2.3 Comprobación por cortante	29
3.3 Comprobación de soldadura	30
3.4 Obtención altura de filete de soldadura	32
Capítulo 4: Cálculo y selección de sistema de transmisión de potencia	34
4.1 Selección de motor	34
4.2 Determinación diámetros de poleas	34
4.3 Cálculo y selección de correas de transmisión	36
4.3.1 Distancia entre ejes	37
4.3.2 Longitud de la correa	37
4.3.3 Ángulo de contacto	38
4.3.4 Velocidad de la correa	39
4.3.5 Potencia base de la correa	39
4.3.6 Número de correas	40
Capítulo 5: Selección piezas comerciales	42
5.1 Selección de sierra huincha	42
5.2 Selección ruedas carro longitudinal	42
5.3 Sistema de levante	43
5.3.1 Carro deslizante vertical	43
5.3.2 Winche de levante carro vertical	44
5.3.3 Roldana con destorcedor	44
5.4 Volante sierra huincha	45
Capítulo 6: Medidas de seguridad	46

Capítulo 7: Cotización y presupuesto	47
7.1 Presupuesto	47
7.2 Comparación Presupuesto y equipos existentes	48
Capítulo 8: Conclusión	49
Capítulo 9: Bibliografía	50
Capítulo 10: Anexos y planos	51

Contenido de Figuras.

Figura 2.1 Diagrama esfuerzo-deformación del acero	4
Figura 2.2 Flexión pura de una viga	5
Figura 2.3 Distribución de tensiones viga a flexión	8
Figura 2.4 Esfuerzo cortante	9
Figura 3.1 Esquema tronco máximo permisible	10
Figura 3.2 Sección transversal viga doblemente empotrada	11
Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre	12
Figura 3.4 Sección transversal viga continua	17
Figura 3.5 Diagrama método 3 momentos para viga continua	18
Figura 3.6 Diagrama de cargas viga continua	19
Figura 3.7 Momento de área	19
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre	21
Figura 3.9 Corte tramo 1	21
Figura 3.10 Corte tramo 1 y 2	21

Diseño aserradero móvil

Figura 3.11 Diagrama cuerpo libre carga puntual	22
Figura 3.12 Diagrama momento de área 1	22
Figura 3.13 Diagrama momento de área 2	23
Figura 3.14 Diagrama momento de área 3	23
Figura 3.15 Corte tramo 1	24
Figura 3.16 Corte tramo 2	25
Figura 3.17 Diagrama de corte y momento por carga puntual	26
Figura 3.18 Diagrama de corte y momento carga distribuida uniforme	27
Figura 3.19 Esquema sección	29
Figura 3.20 esquema esfuerzo y distribución soldadura de filete	30
Tabla 3.21 Propiedades a flexión de soldadura de filete	33
Figura 4.1 Esquema poleas	35
Figura 4.2 Gráfico perfil de correa trapezoidal	36
Figura 4.3 Especificaciones correa trapezoidal	41
Figura 5.1 Rueda tipo kosmos carro longitudinal	42
Figura 5.2 Esquema sistema ajuste altura y posición sierra huincha	43
Figura 5.3 Carro vertical	43
Figura 5.4 Esquema winche manual	44
Figura 5.5 Roldana	44
Figura 5.6 Volantes sierra huincha	45

Contenido Tablas.

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas	11
Tabla 3.2 Datos del fabricante de la viga	11
Tabla 3.3 Viga doblemente empotrada con carga puntual	13
Tabla 3.4 Viga doblemente empotrada con carga distribuida	14
Tabla 3.5 Datos del fabricante de la viga	17
Tabla 3.6 Propiedades mecánicas en electrodos de soldadura al arco manual	32
Tabla 3.7 Propiedades a flexión de soldadura de filete	33
Tabla 4.1 Especificaciones técnica motor Honda GX 390	34
Tabla 4.2 Poleas de aluminio perfil A	36
Tabla 4.3 Factor de corrección para ángulo de contacto	39
Tabla 4.4 Factor de prestaciones de correa	40
Tabla 5.1 Dimensiones nominales sierra huincha	42
Tabla 5.2 Especificaciones winche manual	44
Tabla 5.3 Especificaciones roldana	44
Tabla 7.1 Cotización	48
Tabla 7.2 Comparación costos	48

Glosario símbolos, abreviaturas y términos

Am: área del diagrama de momentos flectores de los tramos 1, 2, 3,4

a, b, e: dimensiones de la viga

A: área de la sección

A°: ángulo de contacto de la correa

a1, a2, a3: distancia del centroide del área de momentos flectores al apoyo correspondiente

b1, b2, b3, b4: distancia del centroide del tamo al apoyo opuesto

C: distancia a la fibra más alejada

d: el diámetro de la polea menor

D: el diámetro de la polea mayor

E: módulo elástico del acero

Ep min: distancia mínima requerida entre ejes de poleas

Ep: distancia entre ejes de poleas de diseño

Fca: coeficiente corrector del arco de contacto

Fcd: deflexión por carga distribuida

Fcp: deflexión por carga puntual

H: altura de soldadura de filete

i: relación de transmisión

I: momento de inercia

Diseño aserradero móvil

I_x: momento de inercia respecto el eje x

J: momento polar de inercia soldadura

J_u: momento polar de inercia unitario soldadura

k: factor de seguridad

L: longitud de la viga

L₁: Distancia entre los apoyos correspondientes

L_p: longitud primitiva de la correa

M: momento máximo

M_a: momento en el empotramiento “a”

M_b: momento en el empotramiento “b”

n: rpm

n₁: rpm ejes conductor

n₂: rpm eje conducido

P: carga puntual aplicada a la viga

P_b: potencia base correa trapezoidal

PIB: producto interno bruto

P_{bk}: prestación según diámetro de la polea menor + prestación adicional por relación de transmisión

P_c: potencia corregida correa trapezoidal

P_e: potencia efectiva por correa

Q: carga distribuida aplicada a la viga

R_a: reacción fuerza cortante empotramiento “a”

Diseño aserradero móvil

Rb: reacción fuerza cortante empotramiento “b”

Rx: radio de giro respecto el eje x

τ_{med} : esfuerzo de corte medio soldadura

τ_y : esfuerzo cortante primario soldadura

τ_y'' : esfuerzo cortante secundario soldadura

Tz: momento torzor soldadura

v: velocidad tangencial

W: módulo resistente

ω : velocidad angular

Wx: modulo resistente respecto el eje x

x: coordenada del centroide en el eje x

y: coordenada del centroide en el eje y

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo

$\sigma_{adm.}$: Esfuerzo admisible

τ_{jk} : *Tau de Jourawski*

σ_{ac} : Límite elástico del acero

Términos.

Viga: en un elemento estructural lineal (generalmente en posición horizontal) donde dos de sus dimensiones (***sección transversal***: base y altura) son mucho menores a su tercera dimensión (longitud).

Fuerza Cortante: es la suma algebraica de las componentes que actúan transversalmente al eje de la viga, de todas las cargas y reacciones aplicadas a la parte de la viga de uno u otro lado de esta sección transversal.

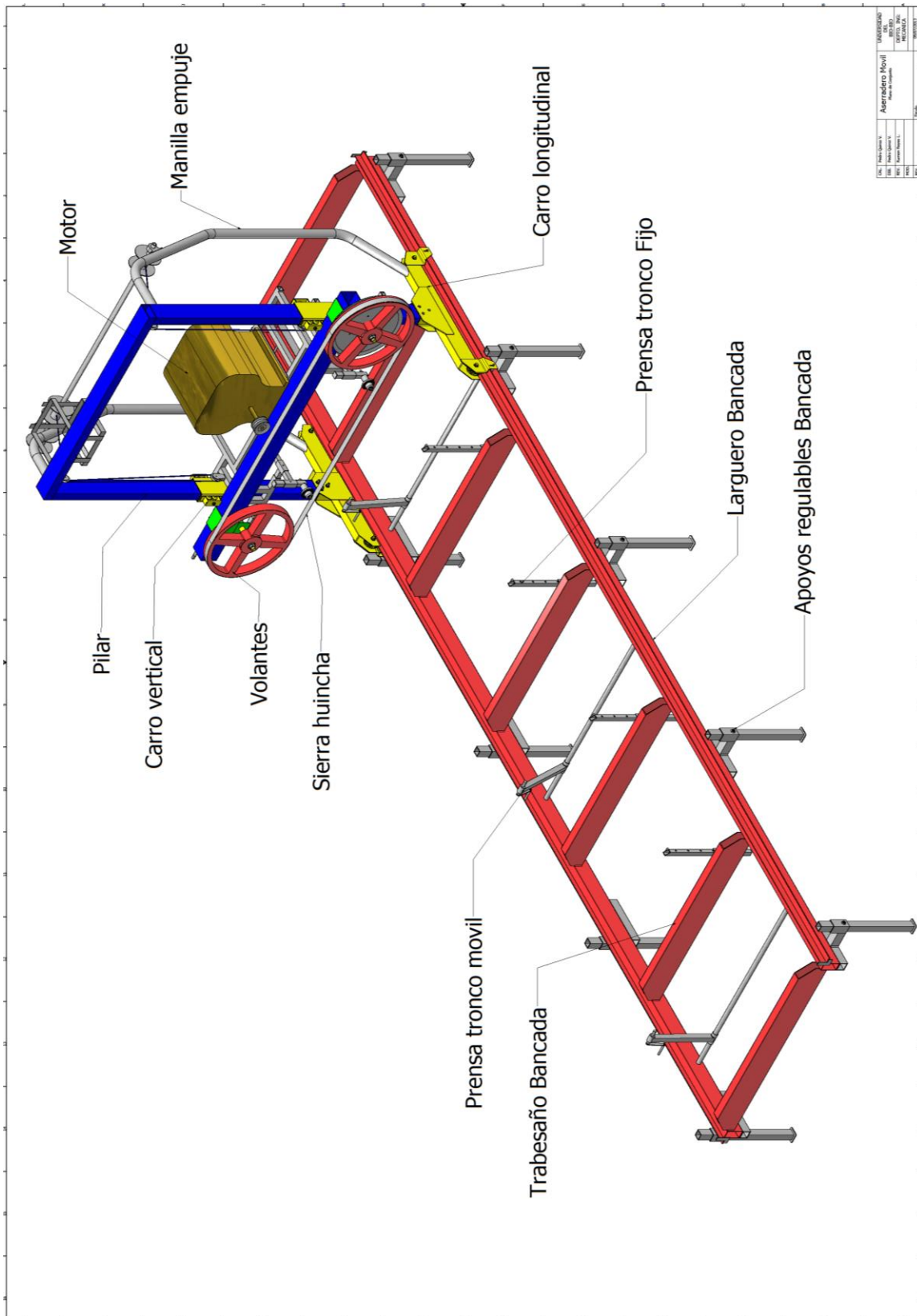
Momento Flector: es la suma algebraica de los momentos, tomados respecto a un eje por el centro de la sección, de todas las cargas y reacciones aplicadas a la parte de la viga de uno u otro lado de esta sección transversal.

Sección Transversal: es una sección perpendicular al eje del elemento, con un espesor infinitesimal.

Análisis Estructural: consiste en encontrar los efectos de las cargas en una estructura en particular, en la forma de ***Fuerza Cortante*** y ***Momento Flector***. Depende de la geometría de la estructura (forma y tamaño generales), de los tipos y localización de los apoyos y de los tipos y localización de las cargas actuantes. Se obtienen funciones que representan las variaciones de las magnitudes (a lo largo del elemento) de ***Fuerza Cortante*** y de ***Momento Flector***.

Sierra huincha: cinta metálica dentada, larga, estrecha y flexible. La cinta se desplaza y es accionada por dos volantes que se encuentran en el mismo plano vertical separados por una distancia E preestablecida.

Diseño aserradero móvil



Esquema componentes principales

Capítulo 1. Resumen, Objetivos, Introducción

1.1 Resumen.

En el trabajo de seminario de título se presenta el desarrollo de diseño de un Aserradero móvil de operación manual.

El informe de seminario se compone de diez capítulos el primero se describen los objetivos e introducción. En el capítulo 2 se describe la metodología y demostraciones teóricas para los cálculos realizados. En el capítulo 3 se desarrollan los cálculos propios de los elementos críticos del diseño con sus respectivas comprobaciones de resistencia. En el capítulo 4 se realizan los cálculos, dimensionamientos y selección del sistema de transmisión de potencia. En el capítulo 5 se seleccionan los componentes comercialmente disponibles que serán utilizados según diseño. El capítulo 6 describe las especificaciones de seguridad para el montaje y posterior operación del aserradero móvil. El capítulo 7 se presenta cotización y costos de fabricación. En el capítulo 8 la conclusión del trabajo de seminario, seguido de los capítulos 9 bibliografía y finalmente el décimo con los planos y anexos respectivos.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo general:

Diseñar aserradero móvil para dar solución a la manufacturación de madera aserrada directamente en el lugar de extracción.

1.2.2 Objetivos Específicos:

- Diseño de un banco de aserradero móvil para troncos de hasta 750 mm de diámetro y hasta 4 metros de largo, fácil de transportar y montar con bajo costo de fabricación.
- Disposiciones de seguridad manejo de aserradero Móvil
- Planos de fabricación de aserradero móvil
- Cotización y presupuesto de fabricación

1.3 Introducción.

La industria de la madera en Chile y especialmente la región del Biobío es un actor fundamental en nuestra economía contribuyendo con el 3.1% del PIB. Aportando con 130000 empleos directos y cerca de 300000 empleos en total. Sin embargo ha sido concentrado por grandes empresas principalmente en fabricación de Celulosa y tableros de densidad media.

En la actualidad Chile cuenta con una nueva ley de bosque nativo ley 20.283, que abre un potencial a un recurso que, manejado sustentablemente, pueda generar un importante polo de desarrollo en zonas rurales y con un beneficio, especialmente, hacia pequeños propietarios.

La necesidad de producir su propia madera o como un emprendimiento para personas que quieran generar más ingresos y aumentar el valor agregado de sus propios bosques produciendo madera aserrada con una baja inversión y buena producción.

En este trabajo de seminario se proyectará el diseño de un aserradero móvil con sierra de huincha horizontal, de fácil operación, bajo costo de fabricación que cumpla con las expectativas personales, de potenciales clientes y satisfaga los objetivos y motivaciones de este proyecto.

Capítulo 2. Metodología y Teoría de cálculo

2.1 Metodología

La ingeniería mecánica aplicada al diseño de máquinas y elementos de máquinas, sus cálculos se estiman y realizan siempre dentro del límite elástico del material sin embargo es importante conocer también su comportamiento a mayores cargas o esfuerzos hasta su límite plástico. Mayormente y para este caso se planteará un modelo simplificado y aplicaran los métodos de la resistencia de materiales para calcular las tensiones y desplazamientos.

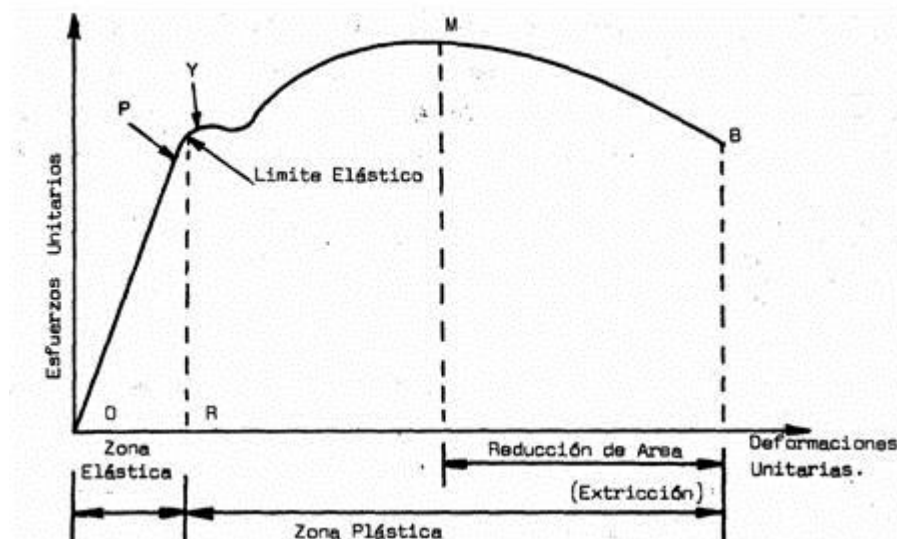


Figura 2.1 Diagrama esfuerzo – Deformación del acero

El modelo que utilizaremos para analizar la flexión es una viga recta y con sección transversal constante, el material es Isotrópico y homogéneo. La sección transversal es simétrica con respecto a una línea central contenida en el plano de flexión.

2.2 Deformaciones unitarias por flexión pura

2.2.1 Flexión pura.

Es la consecuencia de unos esfuerzos o momentos exteriores que nos producen en la sección cortada exclusivamente un momento de flexión.

Consideramos las siguientes hipótesis de trabajo:

- La viga es originalmente recta con una sección transversal constante en la longitud de la viga.
- La viga posee un eje de simetría en el plano de flexión de la viga.
- Las proporciones de la viga deben ser tales que no se produzca flexión lateral
- Las secciones transversales permanecen planas después de la deformación.

Consideremos una viga deformada sobre la cual tomamos un elemento diferencial:

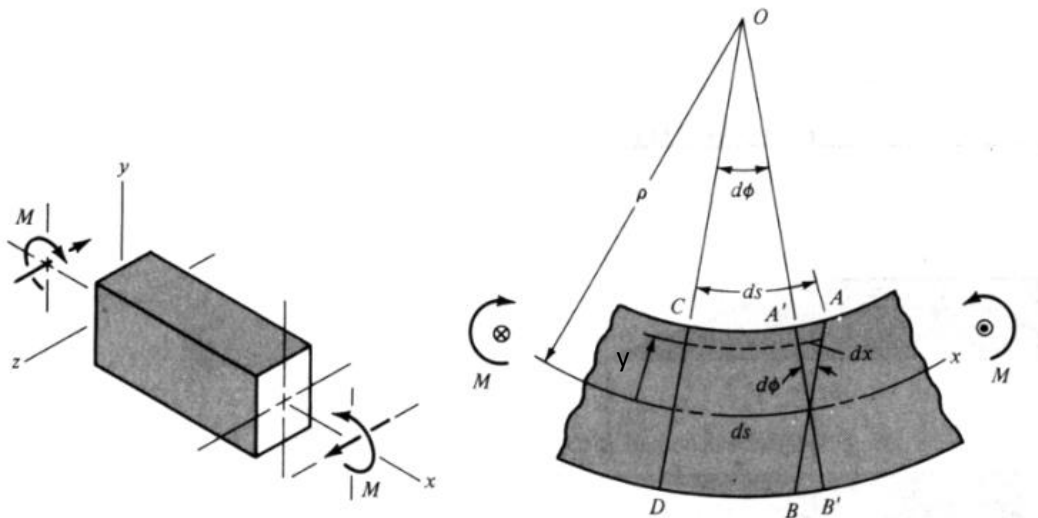


Figura 2.2 Flexión pura de una viga

Diseño aserradero móvil

En la figura 2.2 se muestra una viga sobre la que actúa un momento flector positivo M . El eje Y es el eje de simetría de la viga. El eje X coincide con la fibra neutra de la viga, y el plano XZ que contiene los ejes neutros de todas las secciones (paralelos al eje Z) recibe el nombre de superficie neutra. Los elementos de la viga que estén sobre dicha superficie tendrán deformación nula.

Al aplicar el momento M se produce una curvatura de la viga. Así, la sección AB (originalmente paralela a CD , puesto que la viga era recta) girará un ángulo $d\theta$ hasta la posición $A'B'$. Los trazos AB y $A'B'$ son rectos, de forma que se verifica la hipótesis de que las secciones planas permanecen así durante flexión. Si se denota ρ como radio de curvatura del eje neutro de la viga, ds la longitud de un elemento diferencial de dicho eje y $d\theta$ para el ángulo entre las rectas CD y $A'B'$, entonces se tiene que:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{ds} \quad (2.1)$$

El cambio de longitud de una fibra separada del eje neutro una distancia y es:

$$dx = -y \cdot d\theta \quad (2.2)$$

La deformación es igual a la variación de longitud dividida por la longitud inicial:

$$\varepsilon = \frac{dx}{ds} \quad (2.3)$$

Y sustituyendo las expresiones (2.1) y (2.2),

$$\varepsilon = -\frac{y}{\rho} \quad (2.4)$$

Así, la deformación es proporcional a la distancia y desde el eje neutro. Ahora bien, como $\sigma = E \cdot \varepsilon$, se tiene que:

$$\sigma = -\frac{E \cdot y}{\rho} \quad (2.5)$$

La fuerza que actúa sobre un elemento de área dA es $\sigma \cdot dA$, y puesto que dicho elemento está en equilibrio, la suma de fuerzas debe ser nula. Por consiguiente,

$$\int_A \sigma \cdot dA = -\frac{E}{\rho} \int_A y \cdot dA = 0 \quad (2.6)$$

La ecuación anterior determina la localización del eje neutro de la sección.

Por otro lado, el equilibrio requiere que el momento flector interno originado por el esfuerzo “ σ ” sea igual al momento externo “ M ”. Esto es:

$$M = \int_A y \cdot \sigma \cdot dA = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 \cdot dA = \frac{E}{\rho} \cdot I \quad (2.7)$$

I se define como el momento de inercia de la sección

De la ecuación (2.7) se tiene,

$$\frac{M}{EI} = \frac{1}{\rho} \quad (2.8)$$

Finalmente despejando ρ de la ecuación (2.8) y sustituyéndola en (2.5)

$$\sigma = -\frac{M \cdot y}{I} \quad (2.9)$$

Diseño aserradero móvil

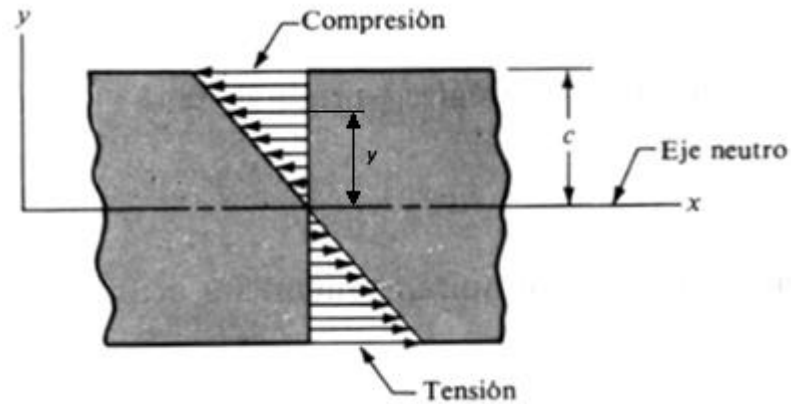


Figura 2.3 Distribución de tensiones viga a flexión.

En la figura (2.3) se aprecia que las tensiones varían linealmente con la distancia “y”, teniendo tracciones para las distancias “y” negativas y compresiones para las distancias “y” positivas.

Como se muestra en la figura (2.3) la longitud **c** representa la distancia máxima a la fibra neutra o bien, la distancia de la fibra más alejada respecto al eje neutro.

El módulo resistente representado por la expresión,

$$W = \frac{I}{c} \quad (2.10)$$

Reemplazado (2.11) en (2.10) el esfuerzo máximo es:

$$\sigma_{m\acute{a}x.} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{W} \quad (2.11)$$

Dónde:

M: momento máximo

c: distancia a la fibra más alejada

I: momento de inercia

W: módulo resistente

2.3 Esfuerzo cortante

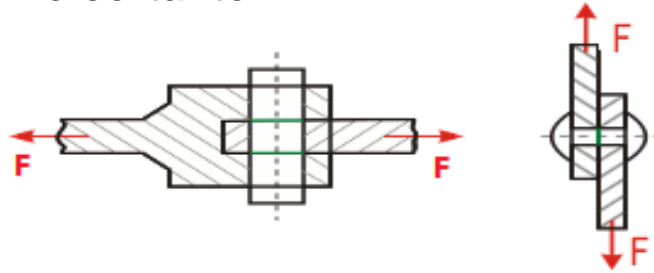


Figura 2.4 Esquema esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante, es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal. Este tipo de sollicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión cortante. Como las tensiones no se distribuyen uniformemente sobre un área, si se quiere obtener la tensión media es usada la ecuación:

$$\tau_{\text{med.}} = \frac{Q}{A} \quad (2.12)$$

Para una sección cuadrada o rectangular sometida a un esfuerzo cortante, la distribución de tensiones cortantes y la tensión cortante máximas vienen dadas por:

$$\tau_{\text{máx.}} = \frac{3}{2} \tau_{\text{med.}} \quad (2.13)$$

Análogamente el esfuerzo cortante admisible se determina por la ecuación:

$$\tau_{\text{adm.}} = \frac{\sigma_{ac}}{2k} \quad (2.14)$$

Dónde:

$\tau_{\text{med.}}$: esfuerzo de corte medio

$\tau_{\text{máx.}}$: esfuerzo de corte máximo

Q: magnitud de la tensión de corte

A: área de la sección transversal

σ_{ac} : límite elástico del acero

$\tau_{\text{adm.}}$: esfuerzo cortante admisible

k: factor de seguridad

Capítulo 3. Cálculos secciones críticas

Resultado de los cálculos realizados a las secciones críticas por deformaciones a flexión y esfuerzo de corte.

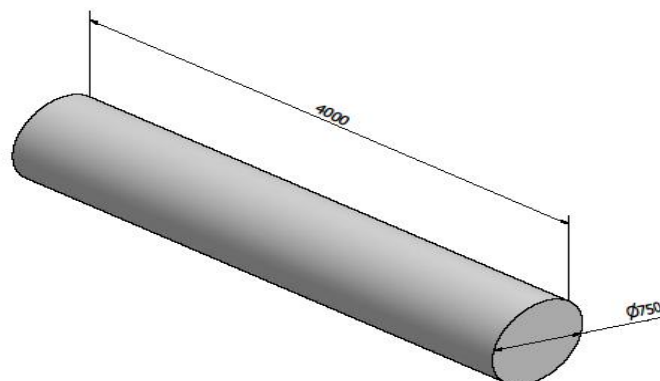


Figura 3.1 Esquema tronco máximo permisible

Carga máxima a ser aplicada

Se considera máxima carga un tronco con 750 mm de diámetro y 4000 mm de largo, la madera con mayor densidad verde o seca es el ROBLE PELLIN con $\gamma = 1220 \text{ kg/m}^3$. Volumen del tronco según la ecuación: $V = \pi * r^2 * L$ (3.1)

$$V = \pi * 0.375^2 * 4 = 1.767 \text{ m}^3$$

$$m = V * \gamma = 1.767 * 1220 = 2155.92 \text{ kg} \quad (3.2)$$

$$W = m * g = 2155.92 * 9.8 = 21128 \text{ N} \quad (3.3)$$

3.1 Análisis y cálculo viga doblemente empotrada (travesaño bancada).

Viga doblemente empotrada en los extremos con carga puntual en $L/2$ más carga distribuida por su propio peso de 0 a L . De sección rectangular, el material a utilizar es acero A 42-27 ES, regido por La Norma NCh 697.Of74 que establece

los requisitos mínimos que deben cumplir los productos de acero al carbono, laminados en caliente, destinados a emplearse en construcciones estructurales. Para el acero en estudio implica: A= acero al carbono; 42= resistencia a la tracción; 27= límite de fluencia; E= estructural; S= soldabilidad garantizada

Grado del acero	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Límite elástico	alargamiento % 50mm
	$\frac{kg}{mm^2}$	MPa	$\frac{kg}{mm^2}$	MPa	MPa	
A42-27ES	42	420	27	270	210	20

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas

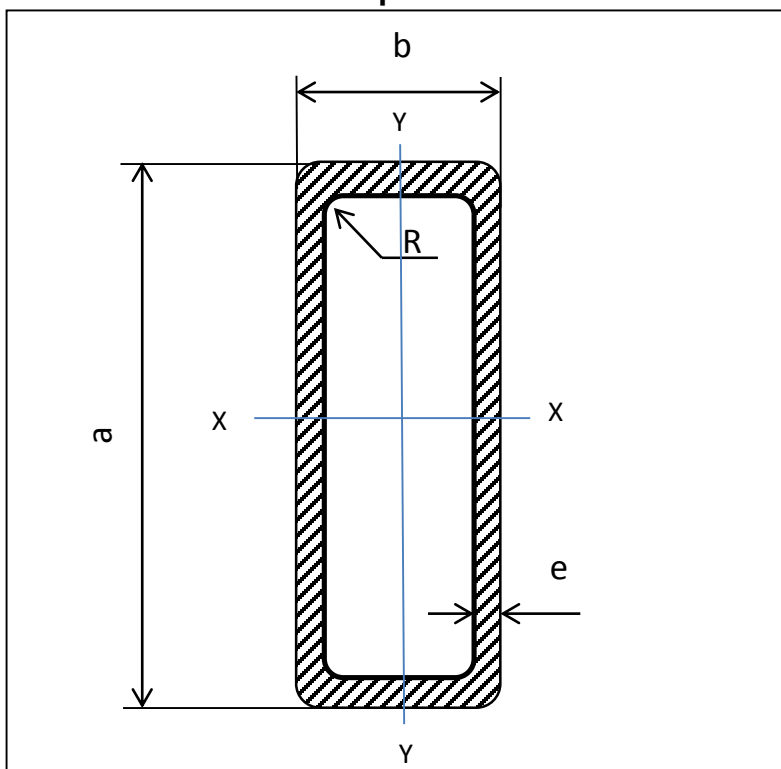


Figura 3.2 Sección transversal

Dimensiones nominales			Peso Teórico	Área	Eje X-X			Eje Y-Y		
a	b	e		A	I	W	r	I	W	r
mm	mm	mm	kgf/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
150	50	3	8.96	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15

Tabla 3.2 Datos del fabricante de la viga

Dónde:

A: área de la sección.

a,b,e: dimensiones de la viga.

I: momento de inercia respecto

rx: radio de giro respecto el eje x.

Wx: Módulo resistente respecto

El tronco se apoya sobre 4 vigas bi-empotrada por lo que se determina para

efectos de cálculo la carga aplicada a cada viga es $P = \frac{W}{4} = \frac{21128}{4} = 5285 \text{ N}$

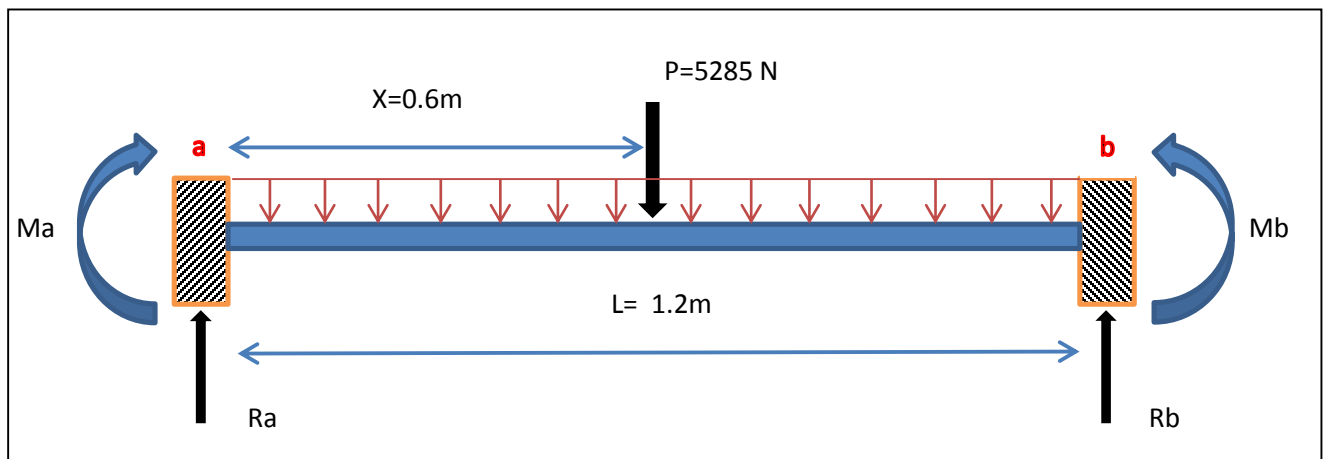


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre

Para poder conocer las reacciones de apoyo, dependientes de la carga aplicada, se obtendrán ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momento de acuerdo a lo mostrado en la figura 3.3

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad Ra + Rb - P = 0$$

$$\Sigma Ma = 0 \quad -Ma - 0,6P + 1,2Rb + Mb = 0$$

Viga hiperestática 4 incógnitas y 3 ecuaciones, se aplica modelado y método de las deformaciones.

Para la viga doblemente empotrada las magnitudes de las reacciones de apoyo, reacciones cortantes y momentos en los empotramientos por carga puntual son:

Diseño aserradero móvil

Reacciones de apoyo	$Ra = \frac{P}{2}$	$Rb = \frac{P}{2}$
momentos	$Ma = -\frac{PL}{8}$	$Mb = -\frac{PL}{8}$
Flecha máxima	$y_{\text{máx.}} = \frac{PL^3}{192 EI}$	
Giro	$\theta = \frac{1}{EI} \int_0^l M(x) dx$	

Tabla 3.3 Viga doblemente empotrada con carga puntual

Se tiene los datos del perfil según la tabla 3.2 y las ecuaciones de la tabla 3.3

Reacciones de apoyo por carga puntual en L/2

$$Ra = \frac{P}{2} ; Rb = \frac{P}{2} = \frac{5285 N}{2} = 2642.5 N \quad (3.4)$$

Momento por carga puntual

$$M_{\text{máx.}} = \frac{PL}{8} \rightarrow Ma = \frac{PL}{8} ; Mb = -\frac{PL}{8} = \frac{5285 N \cdot 1.2m}{8} = 792.75 Nm \quad (3.5)$$

Deflexion por carga puntual

$$y_{\text{máx.}} = \frac{PL^3}{192 EI} = \frac{5285 \cdot 1.2^3}{192 \cdot 2.058 \times 10^{11} \cdot 2.9835 \times 10^{-6}} = 0.0775 mm \quad (3.6)$$

Para la viga doblemente empotrada las magnitudes de las de apoyo, reacciones cortantes y momentos en los empotramientos por carga distribuida uniforme por peso propio “q” son:

	Carga distribuida uniforme		
Reacciones de apoyo	$Ra = \frac{qL}{2}$		$Rb = \frac{qL}{2}$
momentos	$Ma = \frac{qL^2}{12}$	$M(\frac{L}{2}) = \frac{qL^2}{24}$	$Mb = -\frac{qL^2}{12}$
Flecha máxima	$y_{\text{máx.}} = \frac{qL^4}{384EI}$		

Tabla 3.4 Viga doblemente empotrada con carga distribuida

Reacciones de apoyo por carga distribuida uniforme

$$Ra = \frac{qL}{2} ; Rb = \frac{qL}{2} = \frac{87.8 \cdot 1.2}{2} = 52.68 \text{ N} \quad (3.7)$$

Momento carga distribuida uniforme

$$Ma = \frac{qL^2}{12} ; Mb = -\frac{qL^2}{12} = \frac{87.8 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 1.2^2 \text{ m}}{12} = 10.54 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

Deflexión por carga distribuida uniforme

$$y_{\text{máx.}} = \frac{qL^4}{384EI} = \frac{87.8 \cdot 1.2^4}{384 \cdot 2.058 \times 10^{11} \cdot 2.9835 \times 10^{-6}} = 0.000773 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Diseño aserradero móvil

Dónde:

Ra: reacción fuerza cortante empotramiento "a"

Rb: reacción fuerza cortante empotramiento "b"

P: carga puntual aplicada a la viga

L: longitud de la viga

Ma: momento en el empotramiento "a"

Mb: momento en el empotramiento "b"

q: carga distribuida aplicada a la viga

$y_{\text{máx}}$: Deflexión o flecha máxima

Finalmente por principio de superposición sumando los esfuerzos de la carga puntual aplicada más la carga distribuida uniforme por peso propio se tiene:

$$\text{como } R_a = R_b \quad \therefore \quad R \text{ resultante} = 2642.5 \text{ N} + 52.68 \text{ N} = 2695.2 \text{ N}$$

$$\text{como } M_a = M_b \quad \therefore \quad M \text{ resultante} = 792,75 \text{ Nm} + 10.54 \text{ Nm} = 803.29 \text{ Nm}$$

$$y_{\text{máx. resultante}} = 0.0775 \text{ mm} + 0.00077 \text{ mm} = 0.0783 \text{ mm}$$

El esfuerzo cortante total correspond a la suma o superposición de las reacciones en los extremos empotrados **Q=2695.2 N**

3.1.1 Comprobación del perfil.

Se determina el módulo resistente requerido según la ecuación (2.10) luego calculamos el esfuerzo máximo según la ecuación (2.11) debiendo cumplirse la siguiente condición para aprobar el perfil.

$$\sigma_{\text{adm.}} \geq \sigma_{\text{máx.}}$$

$$W = \frac{I}{C} = \frac{2.9835 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4}{0.075 \text{ m}} = 39.78 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M}{W} = \frac{803.29}{39.78 \cdot 10^{-6}} = 20.2 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 20.2 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{\text{ac}} = 210 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{adm.}} = \frac{\sigma_{\text{ac}}}{k} = \frac{210 \text{ MPa}}{1.5} = 140 \text{ MPa.}$$

Finalmente $\sigma_{adm.} \geq \sigma_{m\acute{a}x} \rightarrow 140 \text{ MPa} \geq 20.2 \text{ MPa}$

Se acepta el perfil seleccionado

Ahora obtenemos el factor de seguridad real

$$k = \frac{\sigma_{ac}}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{210}{20.2} = 10.4$$

Este factor de seguridad es elevado para este tipo de estructura sin embargo el dimensionamiento de viga se diseñó y se mantiene por motivos prácticos del diseño respecto a la elevación del tronco sobre la línea de la bancada.

Se observa según los diagramas y valores obtenidos que el momento máximo ($M_{m\acute{a}x.}$), no ocurre en el centro de la viga $L/2$ sino en los extremos empotrados.

3.1.2 Comprobación por esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante medio según la ecuación (2.12) y obteniendo los datos de la tabla 3.2 y resultados obtenidos

$$\tau_{med} = \frac{Q}{A} = \frac{2695.2}{11,41 * 10^{-4}} = 2.36 \text{ MPa}$$

Seguido se determina el esfuerzo cortante máximo según la ecuación (2.13)

$$\tau_{m\acute{a}x.} = \frac{3}{2} 2.36 = 3.54 \text{ MPa}$$

Determinamos el esfuerzo de corte admisible para el material seleccionado de la ecuación (2.14) aplicando un factor de seguridad $k = 1.5$

$$\tau_{adm.} = \frac{210}{2k} = \frac{210}{3} = 70 \text{ MPa}$$

Comprobamos debe cumplirse que

$$\tau_{adm.} \geq \tau_{m\acute{a}x.}$$

$$70 \text{ MPa} \geq 3.54 \text{ MPa}$$

El perfil seleccionado se acepta

3.2 Análisis y cálculo viga continua (larguero bancada)

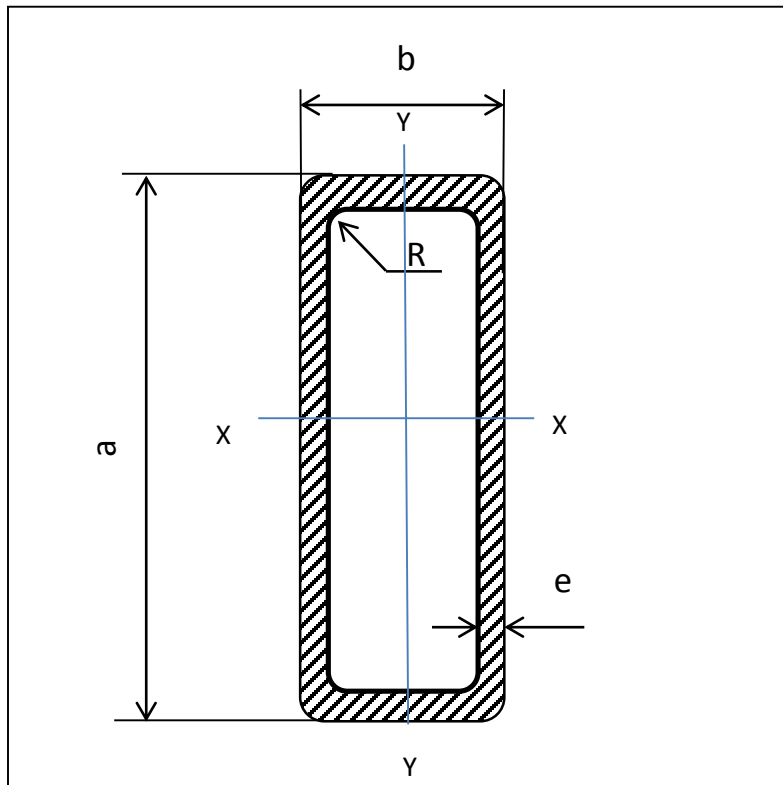


Figura 3.4 Sección transversal

Dimensiones nominales			Peso teórico	Área	Eje X-X			Eje Y-Y		
a	b	e		A	I	W	r	I	W	r
mm	Mm	mm	kgf/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
100	50	3	6.60	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07

Tabla 3.5 Datos del fabricante de la viga

Dónde:

A: área de la sección.

r: radio de giro

I: momento de inercia

a, b, e: dimensiones de la viga.

W: Modulo resistente

3.2.1 Método tres momentos

Análogamente se realizan los cálculos por método de los tres momentos para la viga en estudio obteniendo los siguientes resultados.

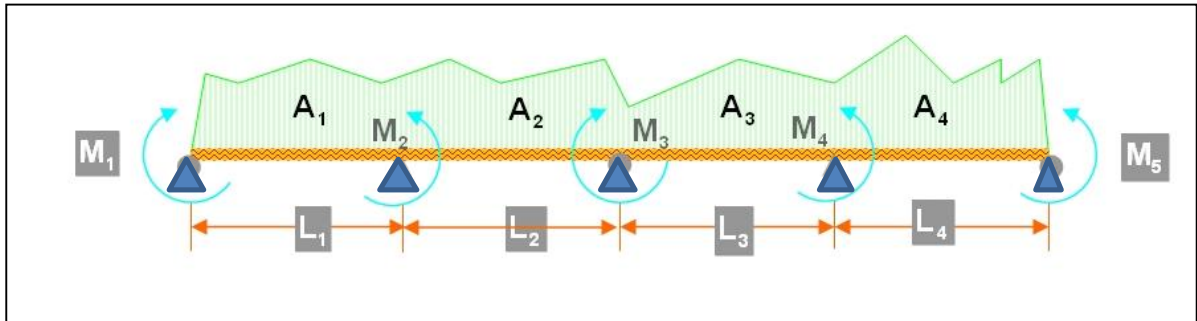


Figura 3.5 Diagrama método 3 momentos para viga continua

$$\text{Tramo 1-2} \quad M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (3.10)$$

$$\text{Tramo 2-3} \quad M_2 L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (3.11)$$

$$\text{Tramo 3-4} \quad M_3 L_3 + 2M_4(L_3 + L_4) + M_5 L_4 + \frac{6A_3 \bar{a}_3}{L_3} + \frac{6A_4 \bar{b}_4}{L_4} = 0 \quad (3.12)$$

Dónde:

M_1, M_2, M_3, M_4, M_5 = Momentos en los apoyos correspondientes según la figura

L_1, L_2, L_3, L_4 = Distancia entre los apoyos correspondientes según la figura

A_1, A_2, A_3, A_4 = área del diagrama de momentos flectores de los tramos 1, 2, 3, 4

$\bar{a}_1, \bar{a}_2, \bar{a}_3$, = distancia del centroide del área de momentos flectores al apoyo correspondiente

$\bar{b}_1, \bar{b}_2, \bar{b}_3, \bar{b}_4$ = distancia del centroide del tamo al apoyo opuesto

Diseño aserradero móvil

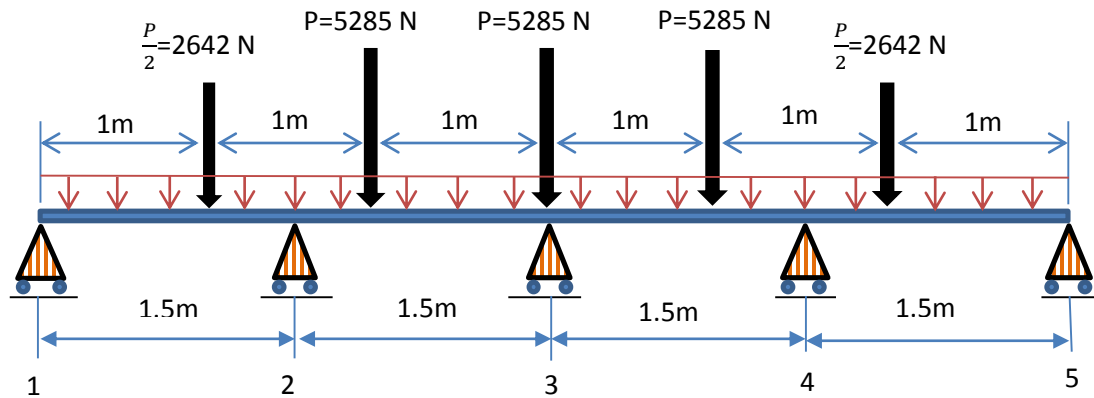


Figura 3.6 Diagrama de cargas viga continua.

La viga en estudio con 5 apoyos y 5 cargas puntuales como muestra la figura 3.5 es una viga hiperestática, se utiliza software XVIGAS. Para obtención de gráficas y comprobación de los cálculos.

Carga distribuida uniforme

Existe simetría $EI = \text{cte.}$ $\omega = 65 \text{ [N/m]}$

$M_1 = M_5 = 0$

$M_2 = M_4$

$A_1, A_2, A_3, A_4 = \frac{wL^3}{12}$

$\bar{a}_1, \bar{a}_2, \bar{a}_3, \bar{a}_4 = L/2$

$\bar{b}_1, \bar{b}_2, \bar{b}_3, \bar{b}_4 = L/2$

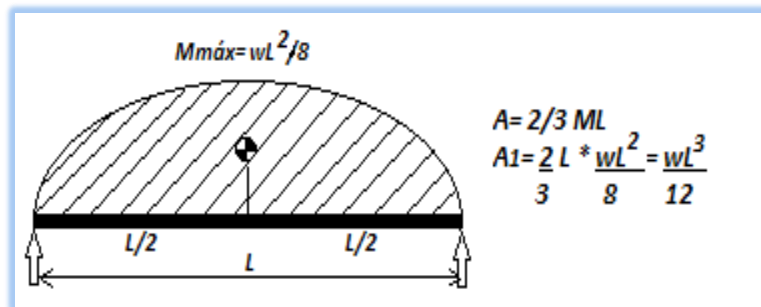


Figura 3.7 Momento de área

Tramo 1-2 de la ecuación (3.10)

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 = -\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} - \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2}$$

$$2M_2(2L) + M_3 L = -\frac{6 \frac{wL^3}{12} \frac{L}{2}}{L} - \frac{6 \frac{wL^3}{12} \frac{L}{2}}{L} = -\frac{wL^3}{2}$$

$$4M_2 L + M_3 L = -\frac{wL^3}{2}$$

$$8M_2 + 2M_3 = -wL^2 \quad (3.13)$$

Diseño aserradero móvil

Tramo 2-3 de la ecuación (3.11)

$$M_2L + 2M_3(2L) + M_4L = -\frac{wL^3}{2}$$

$$4M_2 + 8M_3 = -wL^2 \quad (3.14)$$

Tramo 3-4 de la ecuación (3.12)

$$M_3L_3 + 2M_4(L_3 + L_4) + M_5L_4 = -\frac{wL^3}{2}$$

$$2M_3 + 8M_4 = -wL^2 \quad (3.15)$$

Despejando M_3 de (3.13) nos queda

$$M_3 = -\frac{wL^2}{2} - 4M_2$$

Reemplazando en la ecuación (3.14)

$$4M_2 + 8M_3 = -wL^2$$

$$4M_2 + 8\left(-\frac{wL^2}{2} - 4M_2\right) = -wL^2$$

$$M_2 = -\frac{3}{28}wL^2 \rightarrow M_2 = M_4 = -\frac{3}{28} 65 * 1.5^2 = -15.67 \text{ Nm}$$

Ahora despejando M_3 de (3.15)

$$2M_3 + 8M_4 = -wL^2 \quad 125.35$$

$$2M_3 = -wL^2 - 8M_4 = -wL^2 - 8\left(-\frac{3}{28}wL^2\right)$$

$$M_3 = -\frac{1}{14}wL^2 = -\frac{1}{14} 65(1.5^2) = -10.45 \text{ Nm}$$

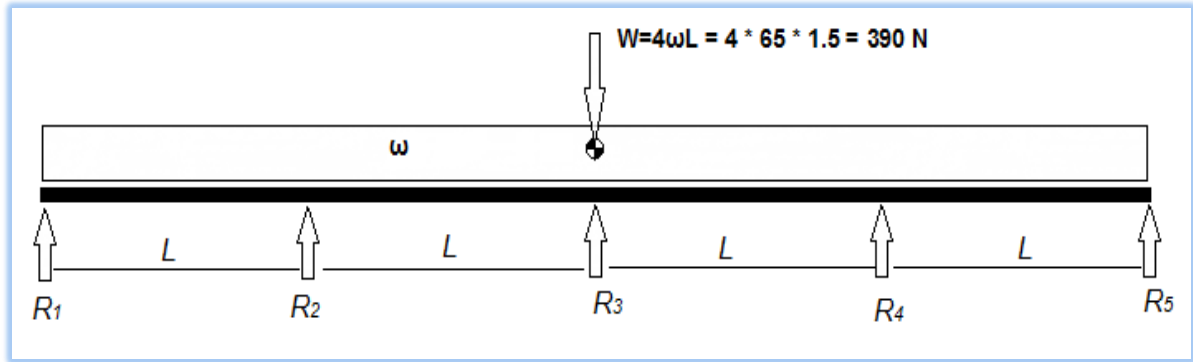


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre

$\omega = 65 \text{ N/m}$
 $L = 1.5 \text{ m}$

Por simetría $R_1 = R_5$ y $R_2 = R_4$

$$(\sum F_y = 0) \quad 2R_1 + 2R_2 + R_3 = 4\omega L \quad (3.16)$$

$$(\sum M_1 = 0) \quad R_2 L + 2R_3 L + 3R_2 L + 4R_1 L = 4\omega L * 2L \quad (3.17)$$

Ahora cortando el tramo $R_1 - R_2$

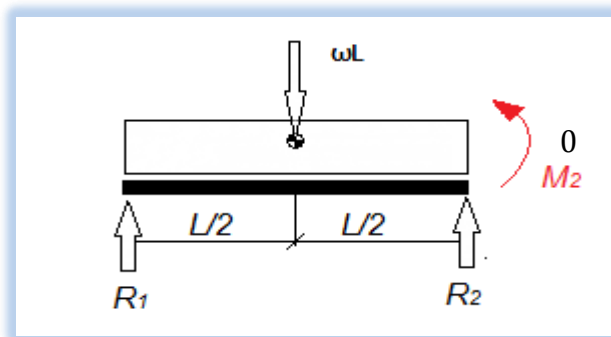


Figura 3.9 Corte tramo 1

$$(\sum M_1 = 0) \quad M_2 + \omega L * \frac{L}{2} - R_2 L = 0$$

$$R_2 = \frac{\omega L}{2} + \frac{3}{28} \omega L^2 = \frac{11}{28} \omega L$$

$$R_1 = R_5 = \frac{11}{28} * 65 * 1.5 = 38.3 \text{ N}$$

Luego cortando tramo $R_1 - R_2 - R_3$

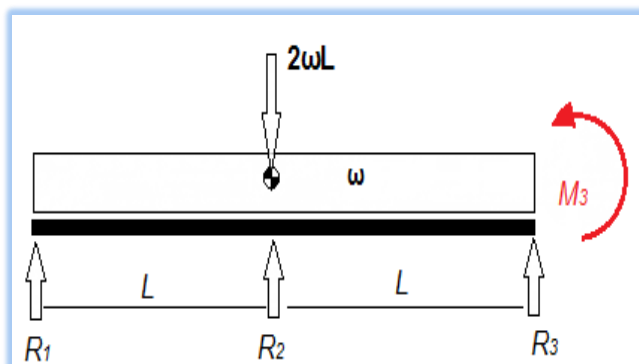


Figura 3.10 Corte tramo 1 y 2

$$(\sum M_3 = 0)$$

$$M_3 + 2\omega L^2 = R_2 L + 2R_1 L = 0$$

$$-\frac{1}{14} \omega L^2 + 2\omega L^2 = R_2 L + 2\left(\frac{11}{28} \omega L\right)L$$

$$R_2 = R_4 = \frac{8}{7} \omega L = \frac{8}{7} * 65 * 1.5$$

$$R_2 = R_4 = 111.43 \text{ N}$$

Finalmente R_3 de la ecuación (3.16)

$$2 R_1 + 2R_2 + R_3 = 4\omega L$$

$$2 (38.3) + 2(111.43) + R_3 = 4 * 65 * 1.5$$

$$R_3 = 390 - 299.46 = \mathbf{90.54 \text{ N}}$$

Carga puntual

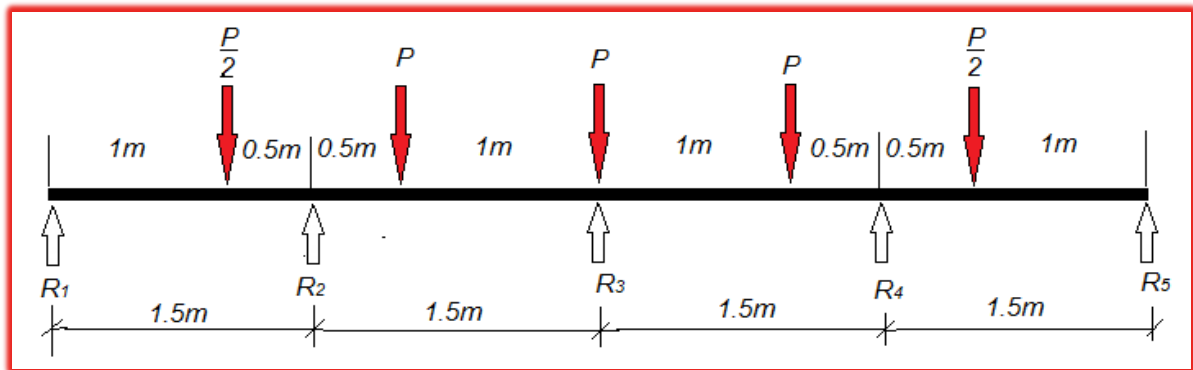


Figura 3.11 Diagrama cuerpo libre carga puntual

Existe simetría

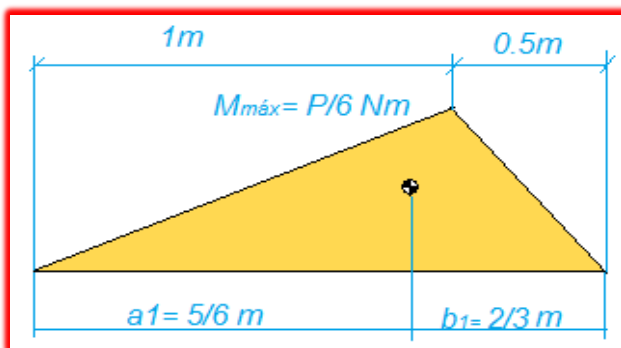
$EI = \text{cte.}$

$P = 5285 \text{ N}$

$$M_1 = M_5 = 0$$

$$M_2 = M_4$$

$$R_1 = R_5 ; R_2 = R_4$$



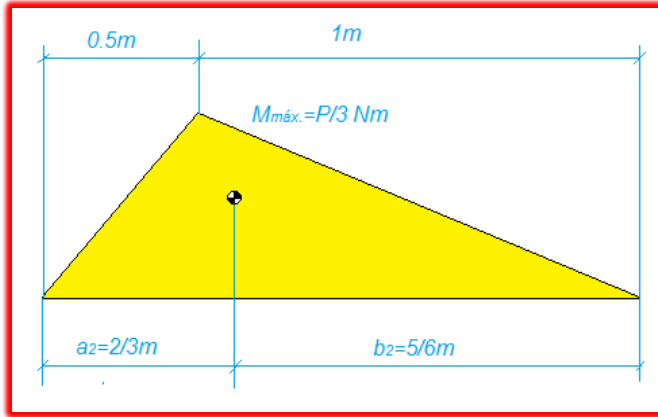
$$A_1 = \frac{P}{8}$$

$$\bar{a}_1 = \frac{5}{6}$$

$$\bar{b}_1 = \frac{2}{3}$$

Figura 3.12 Diagrama momento de área 1 entre ($R_1 - R_2$)

Diseño aserradero móvil

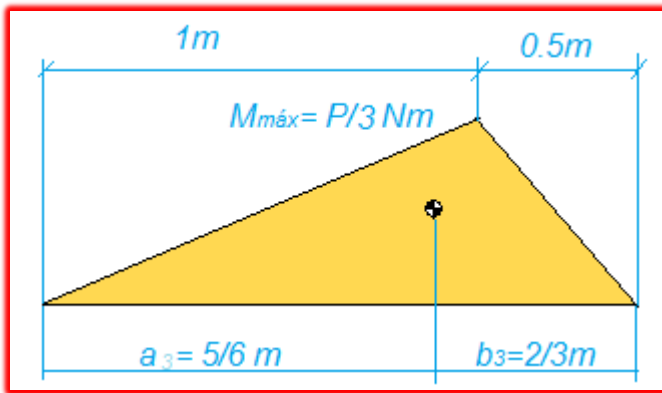


$$A_2 = \frac{P}{4},$$

$$\bar{a}_2 = \frac{2}{3}$$

$$\bar{b}_2 = \frac{5}{6},$$

Figura 3.13 Diagrama momento de área 2 entre (R₂-R₃)



$$A_3 = \frac{P}{4}$$

$$\bar{a}_3 = \frac{5}{6}$$

$$\bar{b}_3 = \frac{2}{3}$$

Figura 3.14 Diagrama momento de área 3 entre (R₃-R₄)

Tramo 1-2

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 = -\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} - \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2}$$

$$2M_2(3) + M_3(1.5) = -\frac{6 \cdot \frac{P}{4} \cdot \frac{5}{6}}{1.5} - \frac{6 \cdot \frac{P}{4} \cdot \frac{5}{6}}{1.5}$$

$$6M_2 + 1.5M_3 = -\frac{5}{4}P$$

$$4M_2 + M_3 = -\frac{5}{6}P$$

$$M_3 = -\frac{5}{6}P - 4M_2 \quad (3.18)$$

Tramo 2-3

$$M_2 L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 L_3 = -\frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} - \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3}$$

$$2M_2(1.5) + 2M_3(3) = -\frac{6 \cdot \frac{P}{4} \cdot \frac{2}{3}}{1.5} - \frac{6 \cdot \frac{P}{4} \cdot \frac{2}{3}}{1.5}$$

$$3M_2 + 6M_3 = -\frac{4}{3} P$$

$$M_2 + 2M_3 = -\frac{4}{9} P \quad (3.19)$$

Reemplazando la ecuación (3.18) en (3.19)

$$M_2 + 2\left(-\frac{5}{6} P - 4M_2\right) = -\frac{4}{9} P$$

$$M_2 + -\frac{5}{3} P - 8M_2 = -\frac{4}{9} P$$

$$-7M_2 = \frac{5}{3} P - \frac{4}{9} P$$

$$M_2 = M_4 = -\frac{11}{63} P = -922.78 \text{ Nm}$$

Ahora se obtiene M_3 de la ecuación (3.18)

$$M_3 = -\frac{5}{6} P - 4M_2 = -\frac{5}{6} P - 4\left(-\frac{11}{63} P\right) = -\frac{17}{126} * 5285 = -713.1 \text{ Nm}$$

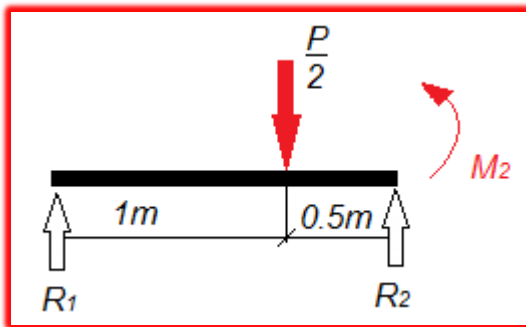


Figura 3.15 Corte tramo 1

$$(\sum M_2 = 0) \quad M_3 + \frac{P}{2} \cdot 0.5 = 1.5 R_1$$

$$R_1 = -\frac{11}{63} P \cdot \frac{2}{3} + \frac{P}{6} = -\frac{22}{189} P + \frac{P}{6} = \frac{19}{378} * 5285$$

$$R_1 = R_2 = 265.65 \text{ N}$$

Diseño aserradero móvil

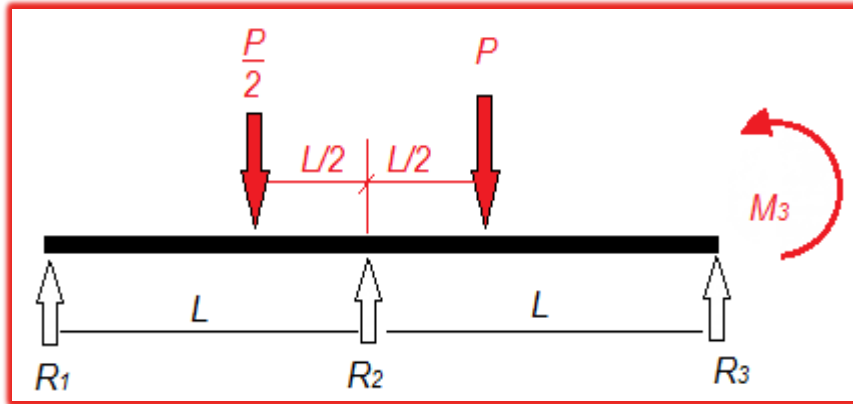


Figura 3.16 Corte tramo 2

$$(\sum M_3 = 0) \quad M_3 + P \cdot 1 + \frac{P}{2} \cdot 2 = 3 R_1 + 1.5 R_2$$

$$R_2 = \left(-\frac{17}{126} P + 2P - 3 \left(\frac{19}{378} P \right) \right) \frac{2}{3} = \frac{8}{7} P$$

$$R_2 = R_4 = \frac{8}{7} * 5285 = \mathbf{6040 \text{ N}}$$

Ahora se obtiene R_3 por sumatoria de fuerzas

$$(\sum F_y = 0) \quad 2 R_1 + 2 R_2 + R_3 = 4P$$

$$R_3 = \mathbf{8528.7 \text{ N}}$$

Diseño aserradero móvil

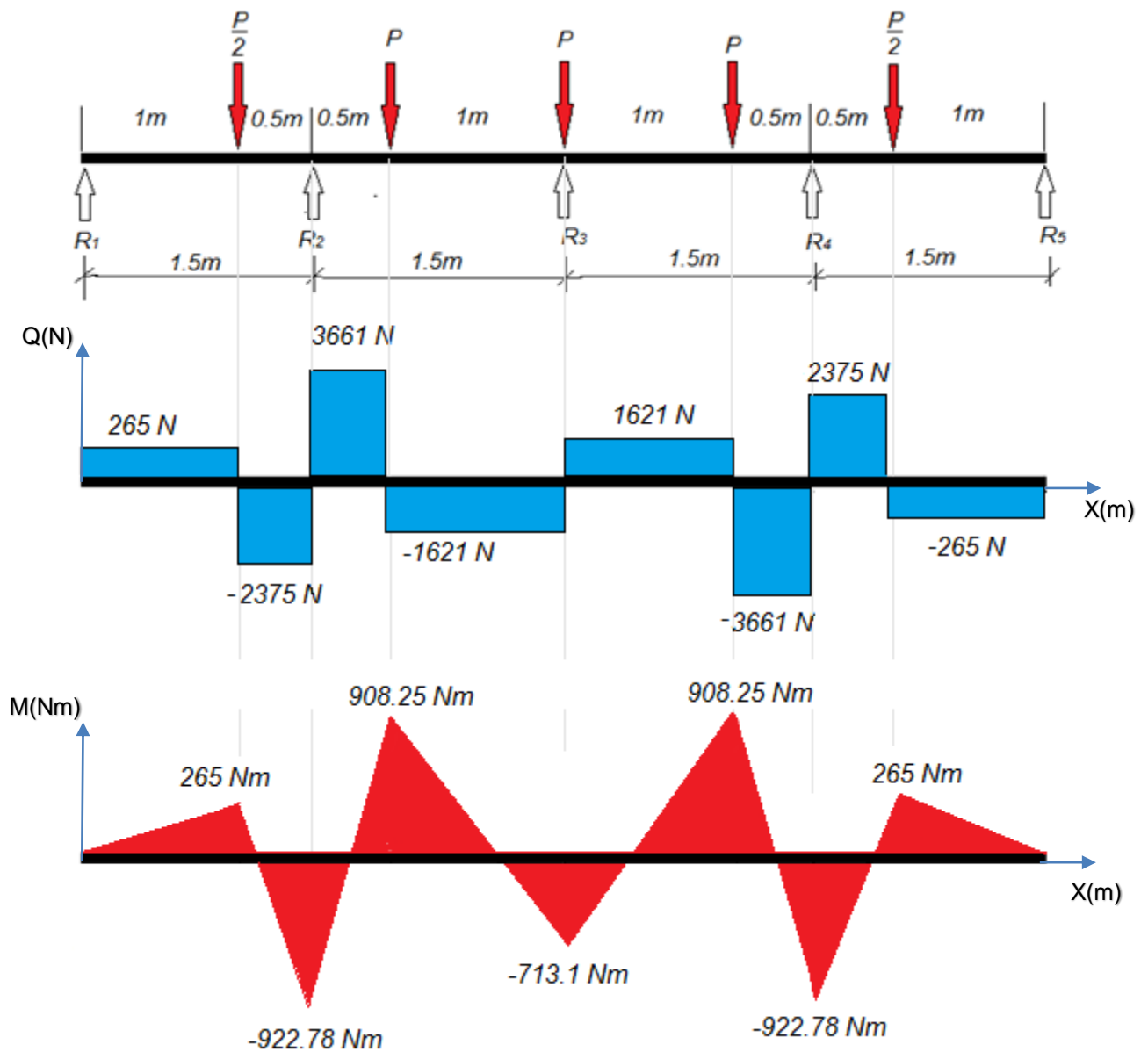
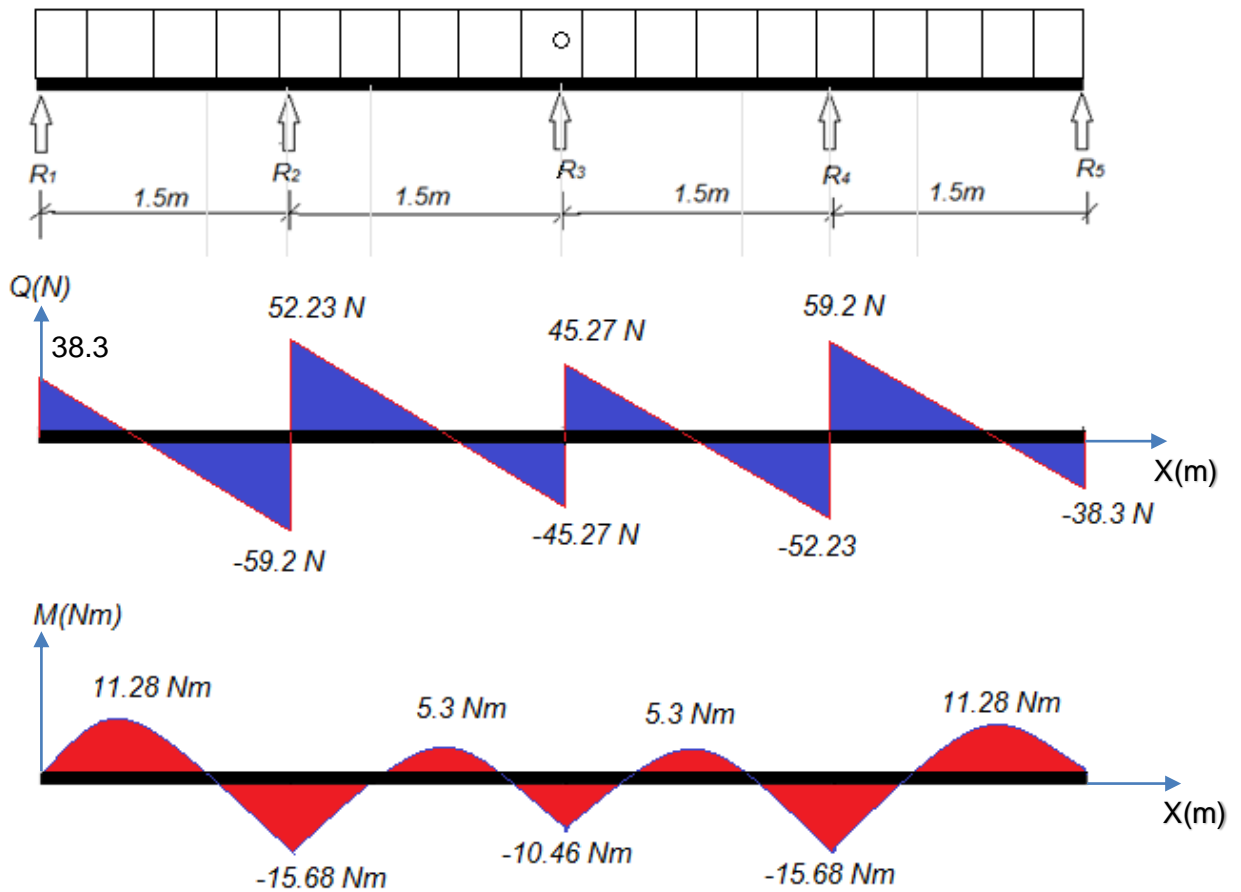


Figura 3.17 Diagrama de corte y momento por carga puntual

$M_{\text{máx.}} = -922.78 \text{ Nm}$. En el apoyo 2 asumiendo que todo el peso del tronco se apoya en un solo larguero

Diseño aserradero móvil

$$\omega = 65 \text{ N/m}$$



. Figura 3.18 Diagrama de corte y momento por carga distribuida uniforme

$$M_{\text{máx.}} = -15.68 \text{ Nm}$$

Superponiendo los diagramas de corte y momento.

Para la viga larguero, carga distribuida uniforme con $\omega = 65 \text{ N/m}$ y con carga puntual $P = 5285 \text{ N}$.

Se observa que la fuerza de corte máximo y Momento flector máximo se produce en el apoyo "2"

Esfuerzo de Corte Máximo $Q_{\text{máx}} = Q_2 = 52.23 + 3661 = 3713.23 \text{ N}$

Momento Flector Máximo $M_{\text{máx}} = M_2 = -15.68 - 922.25 = -938 \text{ Nm}$

3.2.2 Comprobación del perfil.

Asumiendo que al colocar el tronco sobre la bancada este se apoyara inicialmente sobre un solo larguero. Se determina el módulo resistente requerido según la ecuación (2.10) luego calculamos el esfuerzo máximo según la ecuación (2.11) debiendo cumplirse la siguiente condición para aprobar el perfil.

$$\sigma_{adm.} \geq \sigma_{m\acute{a}x}$$

$$W = \frac{I}{c} = \frac{1.0634 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4}{0.05 \text{ m}} = 21.27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{W} = \frac{924.29}{21.27 \cdot 10^{-6}} = 43455101 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \approx 43.45 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{ac} = 210 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_{ac}}{k} = \frac{210 \text{ MPa}}{1.5} = 140 \text{ MPa}$$

$$\text{Finalmente } \sigma_{adm.} \geq \sigma_{m\acute{a}x} \rightarrow 140 \text{ MPa} \geq 43.45 \text{ MPa}$$

Se acepta el perfil seleccionado

Ahora el factor de seguridad k real que trabajará la viga

$$\text{Se obtiene por } k = \frac{\sigma_{ac}}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{210}{43.45} = 4.8$$

3.2.3 Comprobación por esfuerzo cortante

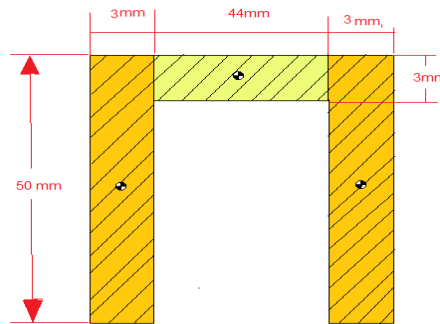


Figura 3.19 Esquema sección

$$Q' = \Sigma A_i \cdot y_i = 2 \cdot 50 \cdot 3 \cdot 25 + 44 \cdot 3 \cdot 48.5 = 13902 \text{ mm}^3 = 13.902 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau_{jk} = \frac{QQ'}{I_{xx} t} = \frac{3713.23 \cdot 13.902 \times 10^{-6}}{106.38 \times 10^{-8} \cdot 0.006} = 8.087 \text{ MPa}$$

Determinamos el esfuerzo de corte admisible para el material seleccionado de la ecuación (3.14)

$$\tau_0 = \frac{210}{2} = 105 \text{ MPa}$$

Comprobamos debe cumplirse que

$$\tau_0 \geq \tau_{\text{máx.}}$$

$$105 \text{ MPa} \geq 8.09 \text{ MPa}$$

Finalmente el factor de seguridad real que trabajara el larguero

$$k = \frac{\tau_0}{\tau_{\text{máx}}} = \frac{105}{8.09} = 12.98$$

El perfil seleccionado se acepta.

3.3 Comprobación de la soldadura de filete de unión entre larguero bancada y travesaño bancada

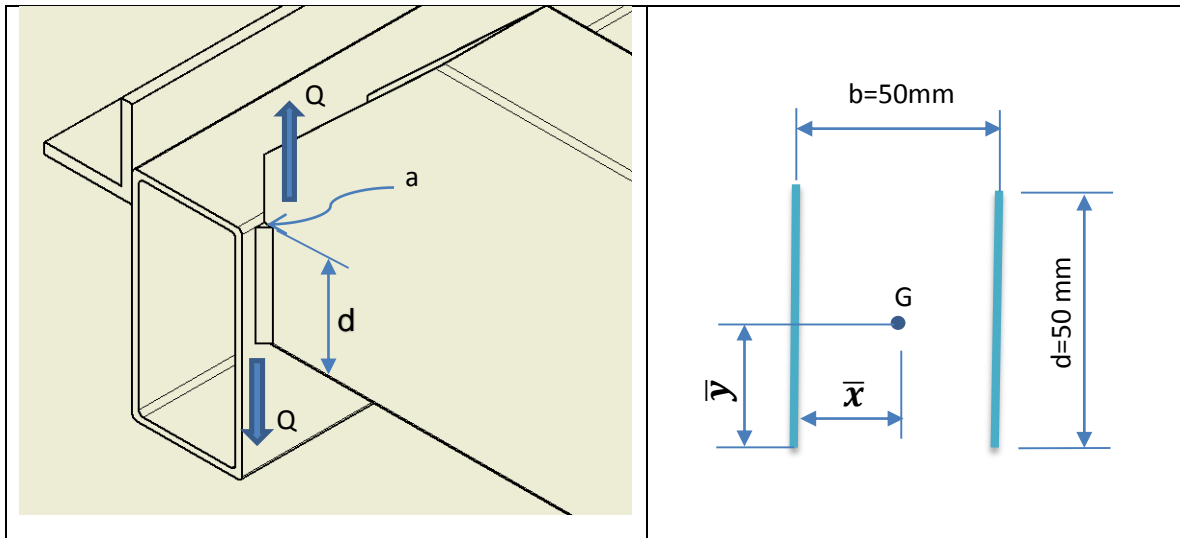


Figura 3.20 Esquema esfuerzo y distribución soldadura de filete

Donde:

Esfuerzo cortante máximo travesaño bancada $Q = 2695.2 \text{ N}$ (ver página 15)

Longitud de cordón de soldadura $d = 50 \text{ mm}$

Donde el centroide de la unión soldada:

$$\bar{y} = \frac{d}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm} \quad (3.20)$$

$$\bar{x} = \frac{b}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm} \quad (3.21)$$

Las componentes de la fuerza F se trasladan a este centro de gravedad (C.G), ver figura 3.11, lo que genera un momento torsor que será igual a:

$$Tz = Q * \bar{x} = 2695.2 * 25 = 67380 \text{ (Nmm)} \quad (3.22)$$

El área de la garganta, ver Tabla 3, es:

$$A = 1.414hd$$

$$A = 1.414 * 50h = 70.7 h$$

Esfuerzo cortante primario, debido a la fuerza cortante transversal.

$$\tau y' = \frac{Q}{A} = \frac{2695.2}{70.7h} \quad (3.23)$$

$$\tau y' = \frac{38.12}{h}$$

Esfuerzo cortante secundario, debido al momento torsor Tz

$$\tau y'' = \frac{Tz * rx}{J} \left(\frac{N}{mm} \right) ; \tau x'' = \frac{Tz * ry}{J} \left(\frac{N}{mm} \right) \quad (3.24)$$

Momento generado por la componente horizontal de la fuerza.

$$rx = 25 \text{ mm}$$

$$ry = 25 \text{ mm}$$

Distancias donde el esfuerzo se hace más grande.

Para la obtención del momento polar de inercia J, se tiene:

$$J = 0.707 * h * Ju \quad (3.25)$$

Donde Ju momento polar de inercia unitario se calcula a partir de la Tabla 3.8

$$Ju = \frac{d^3}{6} = \frac{50^3}{6} = 20833.33 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (3.26)$$

Reemplazando la ecuación (3.7) en (3.6)

$$J = 0.707h * Ju = 14729.16 h \text{ (m}^4\text{)}$$

Luego reemplazando en (3.5):

$$\tau''x = \frac{67380 * 25}{14729.16h} = \frac{114.36}{h} \text{ (Nm)}$$

$$\tau''y = \frac{67380 * 25}{14729.16h} = \frac{114.36}{h} \text{ (Nm)}$$

Finalmente el esfuerzo máximo:

$$\tau_x = \frac{114.36}{h} (Nm)$$

$$\tau_y = \frac{38.12}{h} + \frac{114.36}{h} = \frac{152.49}{h} (Nm)$$

$$\tau = \sqrt{\frac{114.36^2}{h} + \frac{152.49^2}{h}} = \frac{190.6}{h} (Nm) \quad (3.27)$$

3.4 Obtención de la altura del filete de soldadura h:

Para obtener h, se halla el esfuerzo permisible en la soldadura según la ecuación

$$\tau_{permisible} = 0.4 * S_y$$

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kpsi	Resistencia de fluencia, kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	17-25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14-17
E100xx	100	87	13-16
E120xx	120	107	14

Tabla 3.6 Propiedades mecánicas en electrodos de soldadura al arco manual

En donde S_y es la resistencia a la fluencia de la soldadura para el metal de aporte seleccionado electrodo E6010 obtenida en la Tabla 3.7

Como $S_y = 50Ksi = 344.74 MPa$

$$\tau_{permisible} = 0.4 * 344.74 = 137.9 MPa$$

Este esfuerzo permisible debe ser igual o menor al esfuerzo máximo hallado en la ecuación (3.8), entonces:

$$190.6 / h = 137.9 MPa$$

$$h = 190.6 / 137.895$$

$$h = 1.38 \text{ mm}$$

El valor obtenido para la altura necesaria de la soldadura de filete 1.38 mm es muy pequeñas por lo general los cordones tienen mayor altura por lo que se determina una altura mínima de 3 mm recomendada según el espesor del perfil.

Diseño aserradero móvil


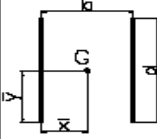
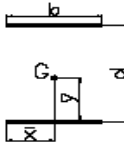
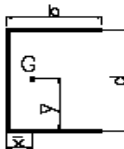
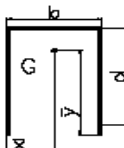
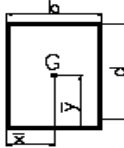
Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A=0.707 \text{ hd}$	$\bar{x}=0$ $\bar{y}=d/2$	$I_u=d^3/12$
	$A=1.414 \text{ hd}$	$\bar{x}=b/2$ $\bar{y}=d/2$	$I_u=d^3/6$
	$A=1.414 \text{ hb}$	$\bar{x}=b/2$ $\bar{y}=d/2$	$I_u=bd^2/2$
	$A=0.707h(2b+d)$	$\bar{x}=b^2/2b+d$ $\bar{y}=d/2$	$I_u=(d^2/12)*(6b+d)$
	$A=0.707h(b+2d)$	$\bar{x}=b/2$ $\bar{y}=d^2/b+2d$	$I_u=(2d^3/3)-2d\bar{y}+(b+2d)\bar{y}^2$
	$A=0.707h(b+d)$	$\bar{x}=b/2$ $\bar{y}=d/2$	$I_u=(d^2/2)*(3b^2+d)$

Tabla 3.7 Propiedades a flexión de soldadura de filete

Capítulo 4. Cálculo y selección del sistema de transmisión de potencia.

4.1 Selección del motor

Se selecciona un motor estacionario marca Honda modelo GX 390 de 10.5 hp y 3600 rpm según la tabla 4.1

Longitud x anchura x altura	380 x 540 x 443 mm
Peso en seco	31.5 kg
Tipo motor	4 tiempos, mono cilíndrico
Cilindrada	389 cc
Potencia neta	10.5 hp a 3600 rpm
Par motor neto	25.1 Nm a 2500 rpm
Capacidad de aceite motor	1.1 litros
Capacidad estanque de combustible	6.1 litros
Sistema de enfriamiento	Aire forzado
Sistema de encendido	Magneto transistorizado
Rotación del eje	Hacia la izquierda

Tabla 4.1 Especificaciones técnica motor Honda GX 390

4.2 Determinación de diámetros de las poleas

Se requiere una velocidad de avance de la sierra de 20.84 m/s el diámetro del volante es de 0.5m se tiene:

$$v = \omega * r \quad (4.1)$$

$$v = \frac{2\pi n}{60} * 0.25$$

Despejando n de (4.1) se tiene

$$n = \frac{20.84 * 60}{0.25 * 2\pi} = 796 \text{ rpm}$$

Dónde:

v = velocidad tangencial

n = rpm

r = radio del volante

ω = velocidad angular

Diseño aserradero móvil

Conociendo n_1 y n_2 obtenemos la relación de velocidades

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3600}{796} = 4.52$$

Dónde:

i = relación de transmisión

n_1 = rpm ejes conductor

n_2 = rpm eje conducido

De la tabla 4.2 se selecciona $D_1 = 90$ mm luego con i obtenemos el diámetro de la polea conducida D_2

$$D_2 = 4.52 * D_1$$

$$D_2 = 4.52 * 90 = 406.8 \text{ mm}$$

Dónde:

D_1 = diámetro de la polea conductora

D_2 = diámetro de la polea conducida

Normalizado según la tabla 4.2

$D_2 = 406$ mm

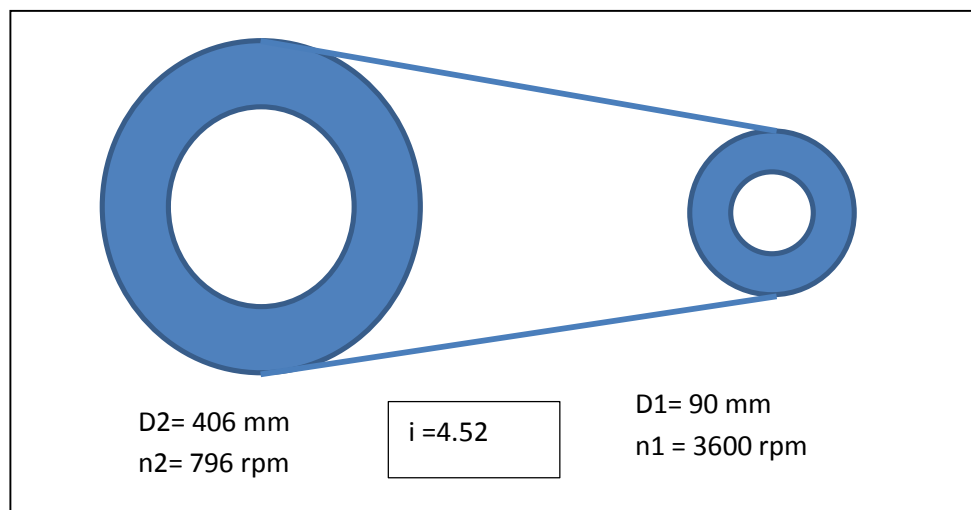


Figura 4.1 esquema poleas

Poleas perfil "A"

1 Canal (DIM. EN MM)							
Nº de Parte	Ø A	Ø B	C	D	E	Ø F	Ø G
1 A 2	50	24	13	21	46	30	10,0
1 A 2.1/2	63.5	37	13	21	46	30	10,0
1 A 3	77	51	13	21	46	40	10,0
1 A 3.1/2	90	64	13	21	46	52	10,0
1 A 4	102	76	13	21	46	52	12,7
1 A 4.1/2	112	86	13	21	49	52	12,7
1 A 5	127	101	13	21	49	60	12,7
1 A 5.1/2	140	113	13	21	49	60	12,7
1 A 6	154	128	13	21	49	60	12,7
1 A 6.1/2	165	137	13	21	49	60	12,7
1 A 7	180	154	13	23	51	82	12,7 *
1 A 8	203	177	13	23	51	82	12,7 *
1 A 9	229	203	13	23	51	82	12,7 *
1 A 10	254	228	13	23	51	82	12,7 *
1 A 11	280	251	13	23	51	96	17,0 *
1 A 12	305	274	13	23	51	108	17,0 *
1 A 13	330	297	13	23	51	108	17,0 *
1 A 14	356	320	13	23	51	110	17,0 *
1 A 15	381	343	13	23	51	112	17,0 *
1 A 16	406	366	13	23	51	114	17,0 *

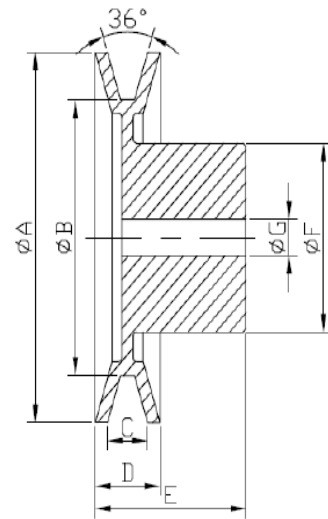


Tabla 4.2 Poleas de aluminio perfil A

4.3 Cálculo y selección de correa de transmisión

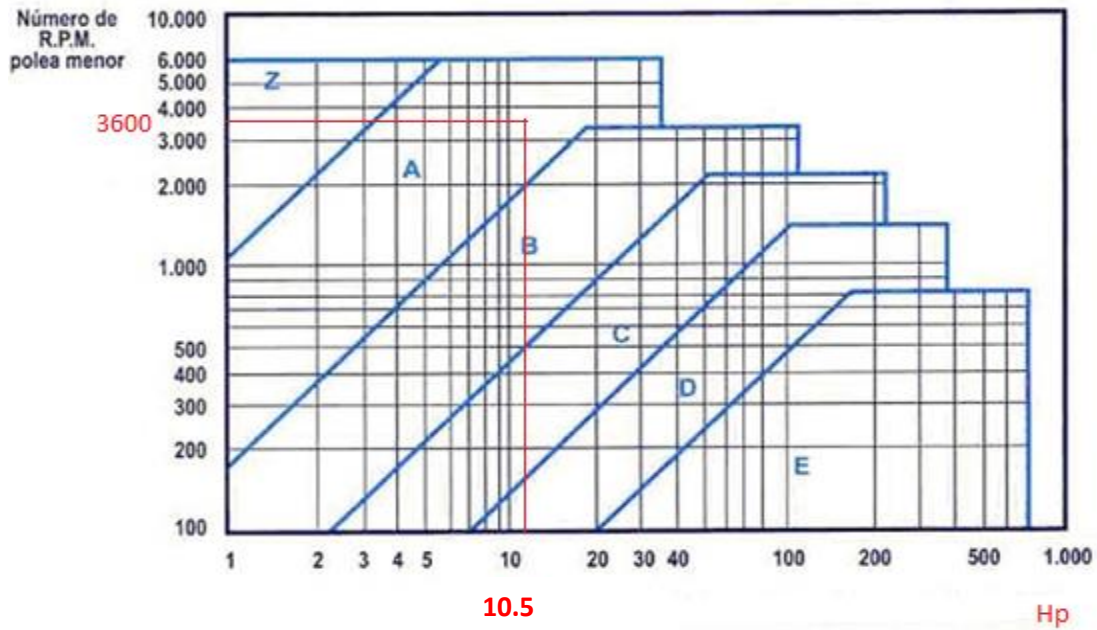


Figura 4.2 Gráfico perfil de correa trapecial

Para un giro de 3600 RPM y una potencia de 10.5 Hp se recomienda usar una correa de sección A según el gráfico de la figura 4.2

4.3.1 Distancia entre ejes

La distancia entre ejes (E) de las poleas está establecida según diseño de 800mm. (± 80 mm desplazamiento del eje motor para montaje y tensión de la correa de transmisión).

De acuerdo a la experiencia y recomendaciones de las empresas fabricantes, y con el objetivo de optimizar el rendimiento de la transmisión, la distancia entre ejes de las poleas (E) mínima se puede obtener según la siguiente ecuación:

- Si la relación de transmisión R está comprendida entre 1 y 3:

$$E_{min} \geq \frac{(i + 1) * d}{2} + d \quad (4.2)$$

$$E_{min} \geq \frac{(4.52 + 1) * 90}{2} + 90$$

$$E_{min} = 338.52 \text{ mm}$$

- Ahora si $i \geq 3$

Para este caso bastaría que se cumpliera que $E \geq D$, como por diseño $E = 800$ mm es adecuada.

Siendo:

E = distancia entre ejes de poleas de diseño

E_{min} = la distancia mínima entre ejes de poleas;

i = la relación de transmisión;

d = el diámetro de la polea menor;

D = el diámetro de la polea mayor.

4.3.2 Longitud de la correa

La longitud primitiva de la correa (Lp) de una transmisión se calcula directamente a partir de la siguiente expresión:

$$Lp = 2E + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4E} \quad (4.3)$$

Diseño aserradero móvil

$$Lp = 2 * 800 + \frac{\pi}{2} (406 + 90) + \frac{(406 - 90)^2}{4 * 800}$$

$$Lp = 1600 + 779.11 + 31.21 = 2410 \text{ mm}$$

Dónde:

E = distancia entre ejes de poleas;

d = diámetro de la polea menor;

D = diámetro de la polea mayor;

La expresión anterior calcula el valor exacto para la longitud de la correa. No obstante, los fabricantes disponen una serie normalizada de longitudes primitivas nominales para cada sección de correa, Por ello, se selecciona la longitud más próxima al valor calculado.

4.3.3 Ángulo de contacto

La polea determinante en el diseño y en la duración de la vida útil de la correa será la de menor diámetro. Por ello, es necesario conocer el ángulo de contacto sobre esta polea.

La determinación del ángulo de contacto (A°) de la correa sobre la polea menor se realiza aplicando la siguiente expresión:

$$A^\circ = 180 - 57 \frac{(D-d)}{E} \quad (4.4)$$

$$A^\circ = 180 - 57 \frac{(406 - 90)}{800} = 157.5^\circ$$

Dónde:

A° = ángulo de contacto sobre la polea menor, en $^\circ$

E = distancia entre ejes de poleas;

d = diámetro de la polea menor;

D = diámetro de la polea mayor.

Como el ángulo de contacto es inferior a 180° la prestación de la correa no será la óptima, y por tanto se aplica el coeficiente corrector del arco de contacto (F_cA) según tabla 4.3

Angulo de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.0	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Tabla 4.3 Factor de corrección para ángulo de contacto

4.3.4 Velocidad de la correa

La velocidad lineal o tangencial de la correa se determina con la siguiente ecuación:

$$vt' = \frac{\pi * d * n}{60000} \quad (4.5)$$

Dónde:

vt' = velocidad tangencial de la correa, en m/s;

d = diámetro de la polea menor, en mm;

n = son las revoluciones por minuto (rpm) de la polea menor;

$$vt' = \frac{\pi * 90 * 3600}{60000} = 16.96 \quad m/s \quad (4.6)$$

Según los fabricantes la velocidad lineal de una correa trapezoidal no debe sobrepasar los 30 m/s, dado que a partir de esta velocidad las fuerzas centrífugas son de una magnitud tal que podría desencajar la correa de la ranura de la polea.

4.3.5 Potencia base de la Correa

La potencia base (P_b) que puede transmitir una correa, según su perfil, según tabla 4.4

$$. P_b = 4.62 + 0.61 = 5.23 \quad (4.7)$$

RPM de la polea menor	sección A												
	potencia base												
	Diámetro primitivo de la polea menor												
	66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127
3600	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.62	4.81	4.97	5.06	5.29	5.52	5.81	5.95
RPM de la polea menor	Potencia adicional por relación de transmisión												
	1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00	--		
	A	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	-	
	1.01	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	3.00	--		
3600	0	0.07	0.13	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54	0.61	--		

Tabla 4.4 Factor de prestaciones de correa

4.3.6 Número de correas

Finalmente para determinar la cantidad de correas necesarias

Se determina la potencia corregida

$$P_c = P * k' = 10.5 * 1 = 10.5 \text{ hp (4.8)}$$

Luego se obtiene prestación de la correa

P_{bk} =prestación según diámetro de la polea menor + prestación adicional por relación de transmisión

$$P_{bk} = 4.62 + 0.61 = 5.23$$

Ahora se determina Potencia efectiva por correa

$$P_e = P_{bk} * L_{pc} * F_{cA}$$

$$P_e = 5.23 * 1.08 * 0.94 = 5.31 \text{ hp}$$

Finalmente se conoce la cantidad de correas necesaria mediante la expresión

$$Z = \frac{p_c}{P_e} \rightarrow \frac{10.5}{5.31} = 1.98 \approx 2 \text{ correas}$$

Dónde:

P_{bk} = prestación según rpm y diámetro de la polea menor

P_{ad}= prestación adicional por relación de transmisión

P_e = potencia efectiva por carrea

P_c = potencia corregida

k' = factor de servicio

z = cantidad de correas necesaria

P_b = potencia base

Se selecciona la correa trapezoidal perfil A modelo PHG A94 distribuida por HKF Chile, según figura 4.3



Correas
Correas trapezoidales clásicas 13/A
PHG A94

Marcaje de la correa	A94
Número de bandas	1
Longitud primitiva (mm)	2420
Longitud interna (mm)	2388
Longitud interna (pulg.)	94
Anchura (mm)	-
w = Anchura (mm)	13
h = Altura (mm)	8

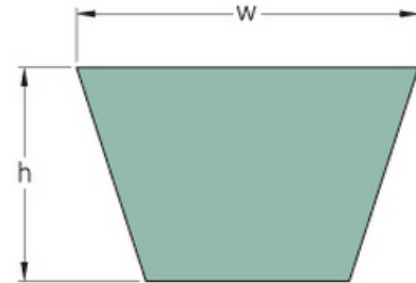


Figura 4.3 Especificaciones correa trapezoidal

Capítulo 5. Selección partes y piezas comerciales

5.1 Selección de sierra huincha

Se selecciona Sierra huincha de las marcas Wood-Mizer, munkfors y lenox-woodmaster, poseen características y prestaciones similares, pudiendo utilizar de las dimensiones especificadas en la tabla 5.1 y largo

Ancho		Espesor		Paso	
Pulgada	mm	Pulgada	mm	Pulgada	mm
1 1/4"	32	0,041	1,05	7/8"	22
1 1/4"	32	0,043	1,10	7/8"	22
1 1/2"	38	0,043	1,10	7/8"	22
1 1/2"	38	0,049	1,25	7/8"	22

Tabla 5.1 Dimensiones nominales sierra huincha

5.2 Selección ruedas carro longitudinal

Carros kosmos, Rueda al piso canal cuadrada 75 mm de diámetro capacidad de carga 250 kg, con rodamientos normalizados internos.

Kosmos .

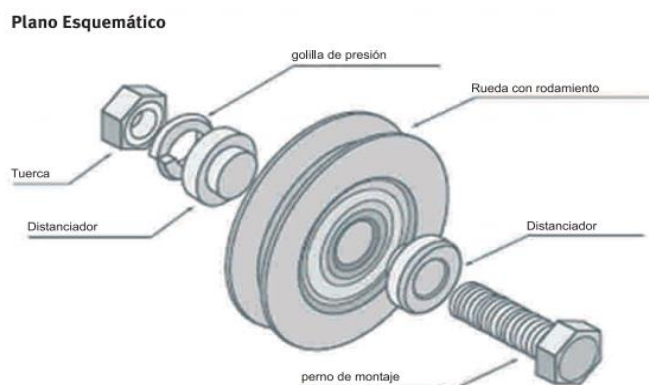


Figura 5.1 Rueda tipo kosmos carro longitudinal

5.3 Sistema de levante

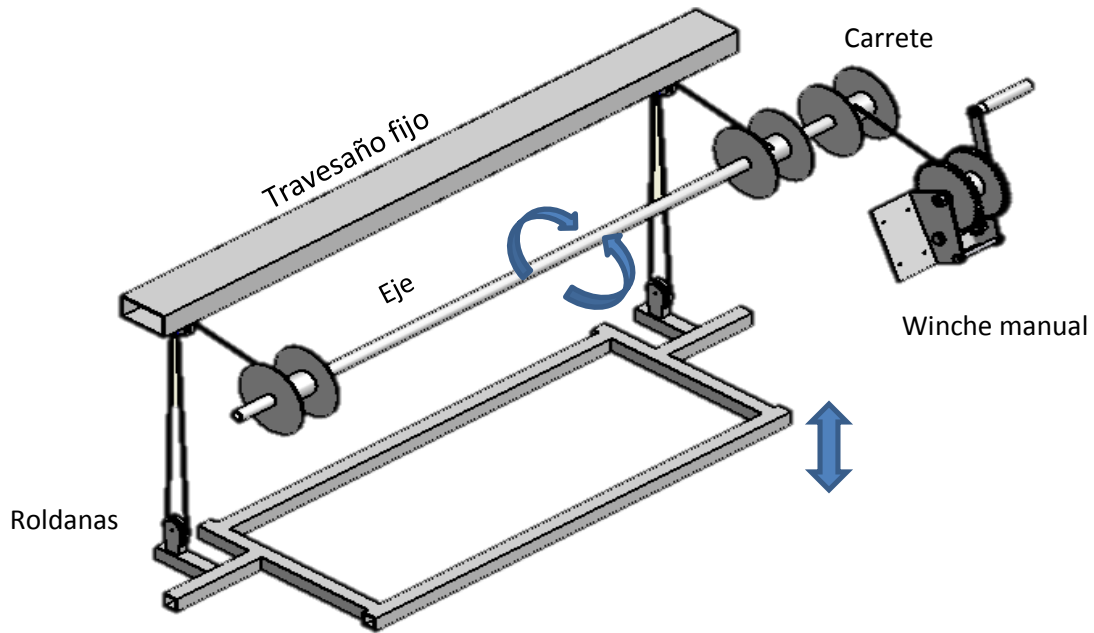


Figura 5.2 Esquema sistema ajuste altura y posición sierra huincha

5.3.1 Carro deslizante vertical

Sistema elevación sierra huincha. Carro tipo colgante modelo DN- 80 PL otorga desplazamiento suave y silencioso.



Figura 5.3 Carro vertical

5.3.2 winche de levante carro vertical

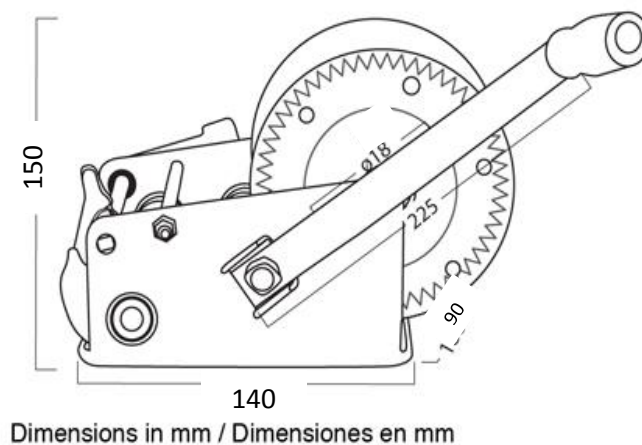


Figura 5.4 Esquema Winche manual

Modelo PWUT2000

Capacidad nominal	907 kg
Cable IWRC	Ø 5 mm * 10 m
Peso total	21 kg
Relación	4.1 : 1

Tabla 5.2 Especificaciones winche manual

5.3.3 Roldana con destorcedor



Figura 5.5 Roldana

Díámetro roldana (mm)	Capacidad (kg)	Díámetro cable máx. (mm)
38	200	9.5

Tabla 5.3 Especificaciones roldana

5.4 Volante sierra huincha

Se utilizarán llantas de aluminio con rodamientos internos especificado por el fabricante de la llanta aro 19, con anillo de caucho vulcanizado.



Figura 5.6 Volantes sierra huincha

Capítulo 6. Medidas de seguridad para operación de aserradero móvil.

a.- La instalación del aserradero portátil debe realizarse en un lugar lo más plano posible, de lo contrario ajustar las patas para lograr nivelar la bancada, cuidando que sea la menor altura desde el suelo para evitar sobre esfuerzo al cargar los troncos con rampla de carga.

b.- Mantener un área de trabajo despejada de 2,5 metros alrededor del aserradero con acceso restringido solo al operador y ayudante.

c.- Equipos de protección personal.

Los operadores del aserradero portátil (aserrador y ayudantes), obligatoriamente deben contar con equipo de protección personal:

- Protectores auditivos tipo fono. modelo 3M 90559 23dB o superior
- Lente de seguridad.
- Protección respiratoria. 8210 para Partículas N95 de 3M® o superior
- Guantes protectores de cuero cabritilla
- Botas o zapatos de seguridad punta de acero y suela antideslizante.
- Casco de seguridad de policarbonato de alta densidad o superior
- Maletín de primeros auxilios.
- Equipo extintor de incendio mínimo dos extintores tipo ABC multipropósito de 6 kg c/u dispuestos en un lugar a la vista y fácil acceso

d.- El montaje del tronco debe realizarse desde la rampla de carga, utilizando gancho palanca para girar el tronco, entre dos personas para evitar el viraje repentino del tronco, una vez montado el tronco sobre la bancada fijar firmemente con sujetadores dispuestos en la bancada.

e.- Montar y fijar protecciones a sierra huincha.

f.- Antes de puesta en marcha tener las siguientes consideraciones:

- Verificar la alineación y tención de la sierra huincha.
- Verificar correas de transmisión estado y tensión.
- Verificar nivel aceite de motor.
- Verificar nivel agua sistema de refrigeración sierra huincha.
- Verificar nivel tanque de combustible motor

Capítulo 7. Cotización.

7.1 Presupuesto

<u>Ítem</u>	<u>cantidad</u>	<u>Costo \$</u>
Motor honda gx390	1	255,000
Winche manual PWUT2000	1	23,000
Ruedas kosmos 250	4	128,000
Carro DN- 80 PL	4	48,000
Perfil 100x50x3 mm	3	96,270
Perfil 150x50x3 mm	2	47,380
Perfil 100x100x3 mm	1	31,283
Perfil 40x40x3 mm	2	23,780
Perfil 30x30x3 mm	4	24,400
Perfil tubular 2"x 2 mm	1	8,518
Perfil angular 40x40x5	2	31,380
Plancha lisa 1000x2000x4 mm	1	52,000
Plancha lisa 1000x2000x 3mm	1	33,990
Plancha lisa 1000x3000x1mm	1	18,000
Pletina 30x2 mm	1	2,179
Perfil tubular 25 x 4 mm	1	8,500
Roller	2	30,000
Volantes	2	120,000
Sierra huincha	1	30,600
Polea aluminio 406 mm	1	60,890
Polea aluminio 90 mm	1	18,890
Roldana	4	11,960
Cable acero 5 mm x 10 mt	1	1,700
Cojinete 25 mm	2	17,800
Soldadura E 6010 x 1 kg	2	7,980

Diseño aserradero móvil

Perno M16	1	10,590
Tuerca M16	1	450
Perno M12 x100	6	10,620
Tuerca M12	6	0
Perno M8 x50	20	8,400
Correa trapecial PHG A94	2	20,000
Perno M10 x 60	8	5,040
Costos de transporte	1	50,000
Costo manufactura (soldadura y Corte de partes y piezas)	1	300,000
Total		\$1,536,600

Tabla 7.1 Cotización

7.2 Comparación Presupuesto y equipos existentes

Equipo propuesto	1,536,600
Equipo existente importado	4,956,397
Diferencia	3,419,797

Tabla 7.2 Comparación costos

Se concluye un ahorro aproximado de 3.5 millones sin considerar costos de importación en otros equipos comparados.

Capítulo 8. Conclusión.

Como cierre y término del presente seminario este capítulo comprende las apreciaciones del autor frente a la solución de la problemática planteada en los objetivos, desarrolladas y discutidas en cada uno de los capítulos de este trabajo siendo alcanzados en forma satisfactoria. Para desarrollar y cubrir gran parte de los objetivos fue necesario establecer contacto con usuarios y fabricantes de equipos existentes en el mercado. En base a esto se propusieron las opciones definitivas y tentativas de diseño.

En cuanto al diseño y selección de componentes se estructuró de tal forma que se pueda llevar a cabo su construcción, con materiales, partes, piezas y tecnologías existentes en el mercado nacional, de fácil acceso a posibles repuestos. Teniendo en cuenta los costos y el óptimo diseño de componentes por resistencia y durabilidad de los componentes.

Se determinó un presupuesto de fabricación siendo por mucho una opción más económica que cualquier equipo existente en el mercado, cuya diferencia se establece principalmente por la elección de materiales y elementos con la mejor relación beneficio/costo, seguido del nulo incremento al valor final por concepto de desarrollo e ingeniería.

Es importante remarcar que este trabajo de seminario fue por demás interesante e integral, siendo necesario para su realización involucrar gran parte de las áreas y conocimientos desarrollados durante el plan de estudio como: ciencia de materiales, Mecánica, resistencia de materiales, diseño mecánico, dibujo Técnico y modelación 2D y 3D en software Autodesk y metrología.

Finalmente queda por mencionar que si bien el trabajo se desarrolló con alta funcionalidad y calidad como todo diseño en su etapa inicial es susceptible a modificaciones y mejoras en el futuro.

Capítulo 9 Bibliografía.

Shigley, Joseph Edward, Diseño en ingeniería mecánica McGraw-Hill, 2002.
1257p

Beer-Johnston, Ferdinand P., Mecánica de materiales, McGraw-Hill, 2007.624p

Linkografía.

Flexión en vigas rectas [en línea]<<http://www.monografias.com/trabajos-pdf2/flexion-vigas-rectas/flexion-vigas-rectas.pdf>>[Consulta: abril, mayo 2013]

Método de 3 momentos para vigas continuas
<http://es.scribd.com/doc/13744852/10/Metodo-de-la-Ecuacion-de-Tres-Momentos-para-Vigas-Continuas> [consulta mayo 2013]

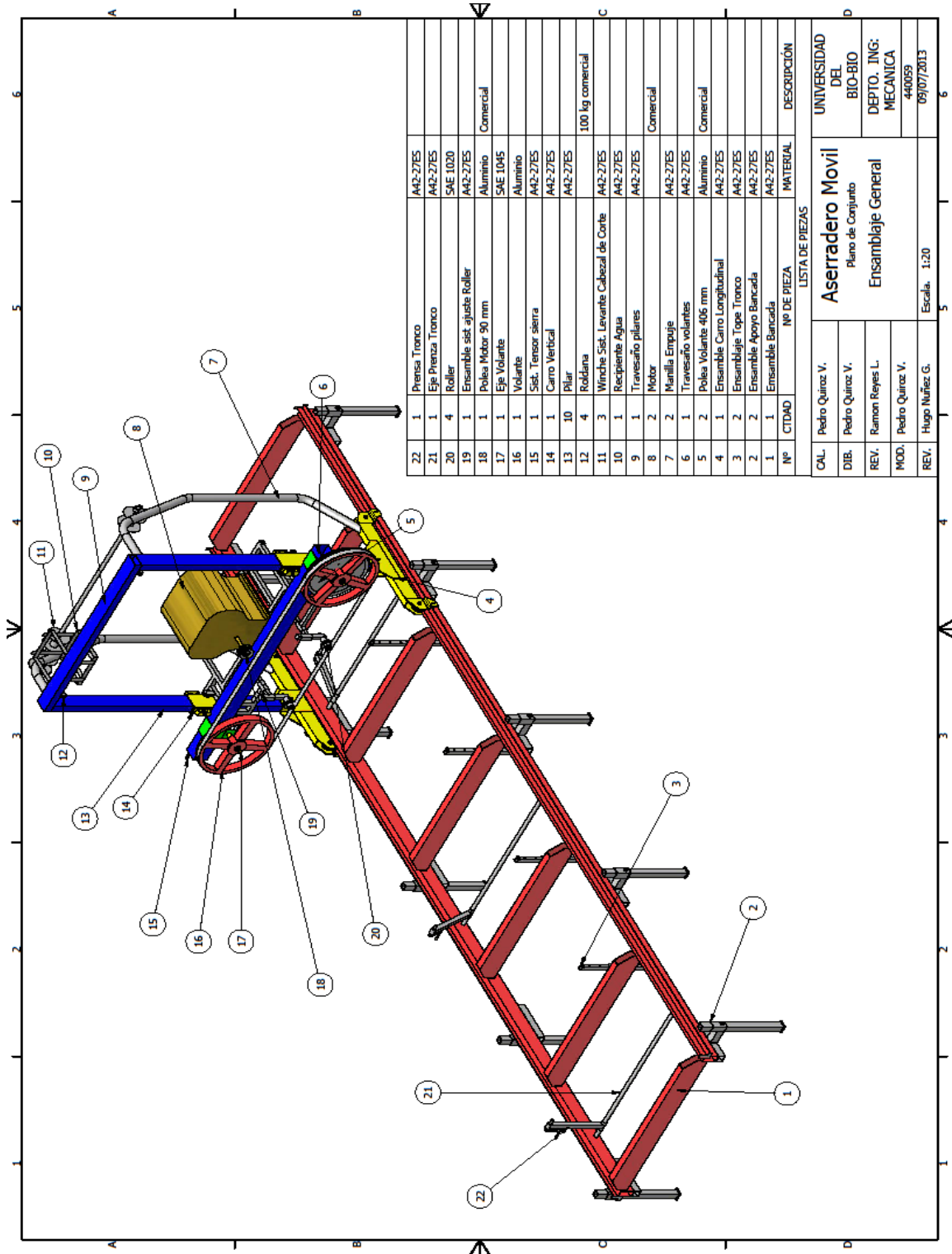
Prontuario básico estructuras simples [en línea]
<http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/25612/1/Estructuras%20Met%C3%A1licas%20-%20Material%20apoyo.pdf> [Consulta mayo 2013]

Propiedades mecánicas acero estructural [en línea]
http://www.gerdau.cl/files/catalogos_y_manuales/Catalogo_Tecnico_Barras_y_Perfiles_de_Acero_Laminado.pdf [consulta: mayo 2013]

Correas de transmisión de potencia, rodamientos, soportes [en línea]
<http://www.skf.com/cl/products/power-transmission/belts/index.html>
http://www.martinezgambino.com.ar/catalogo_correas.pdf ,
<http://www.ducasse.cl> [consulta: junio, julio 2013]

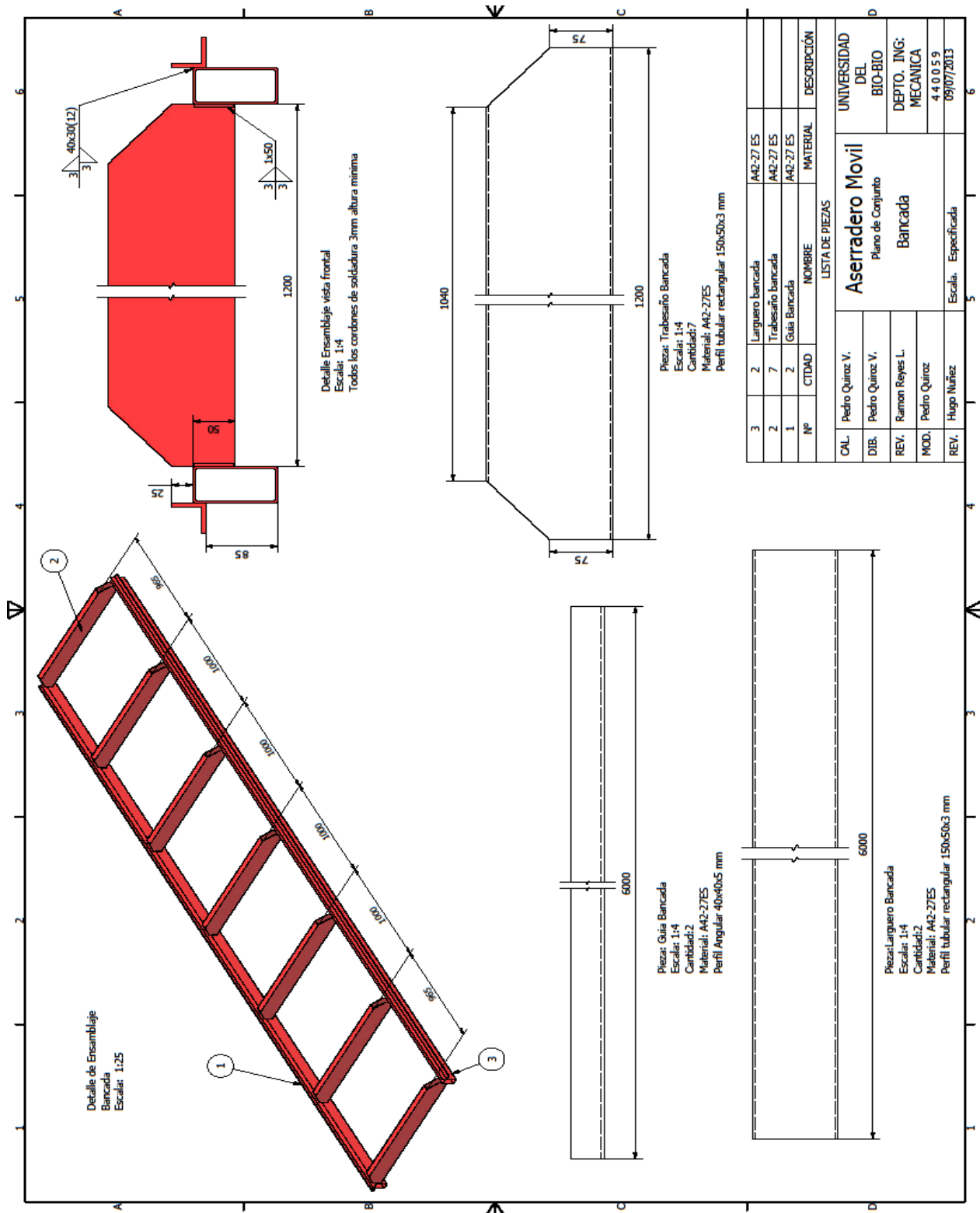
James M. Gere. Mecánica de materiales. [en línea] Thomson disponible en
<http://books.google.com.ec/books?id=Q6JYKHrf-CYC&hl=es&source=gbs_similarbooks>

Capítulo 10. Anexos y Planos



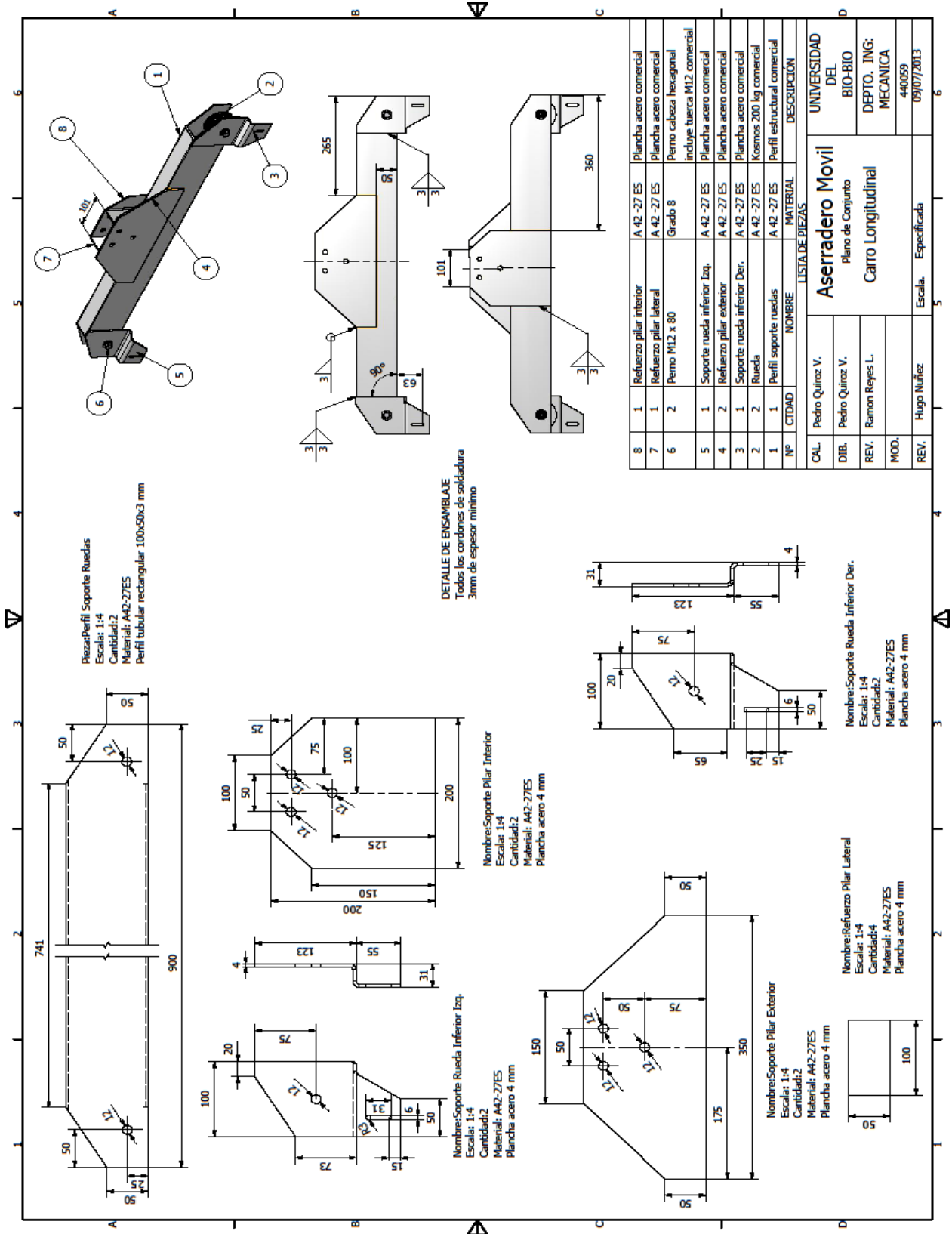
A1.- Plano conjunto General

Diseño aserradero móvil



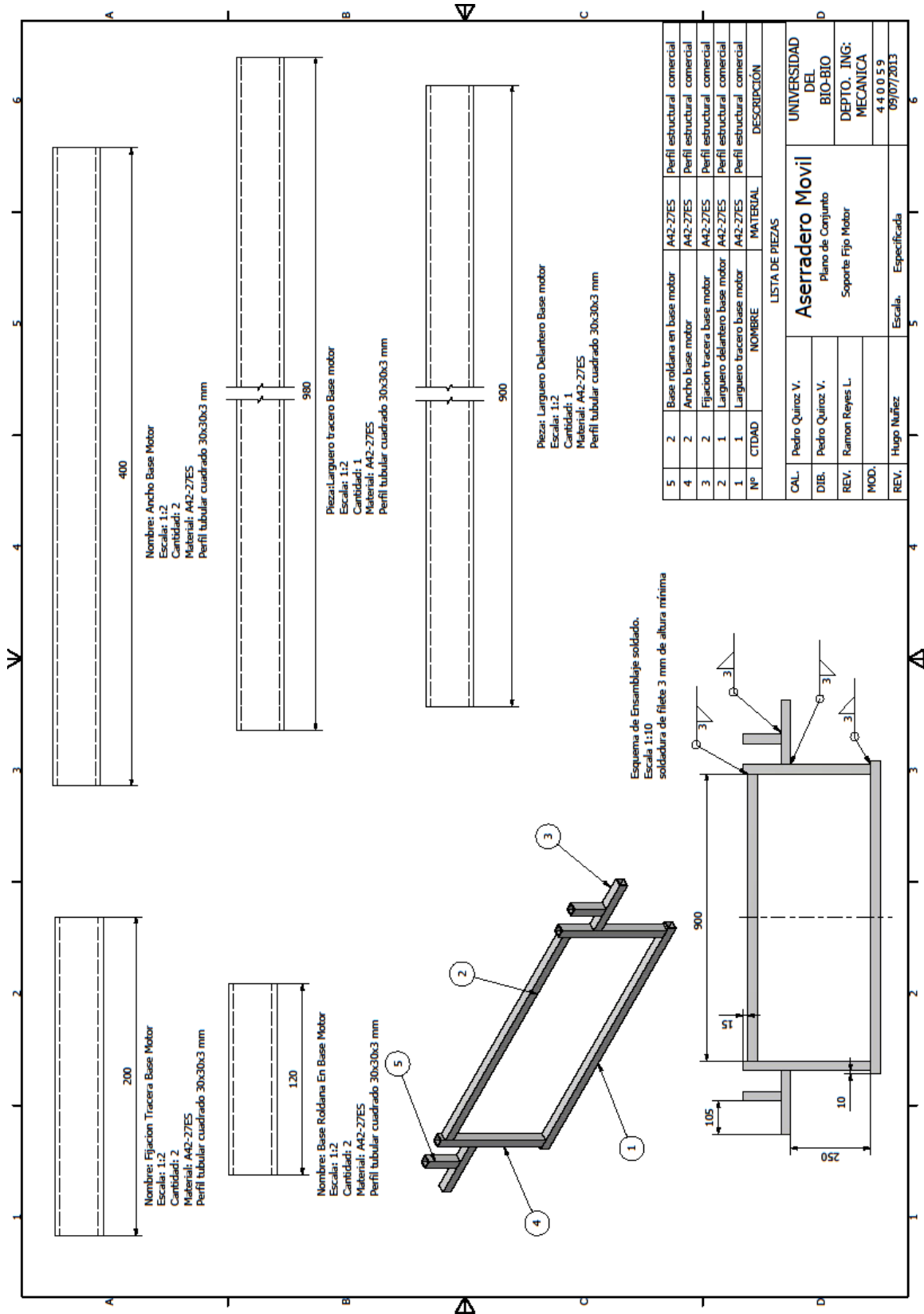
A2.- Plano conjunto Bancada

Diseño aserradero móvil



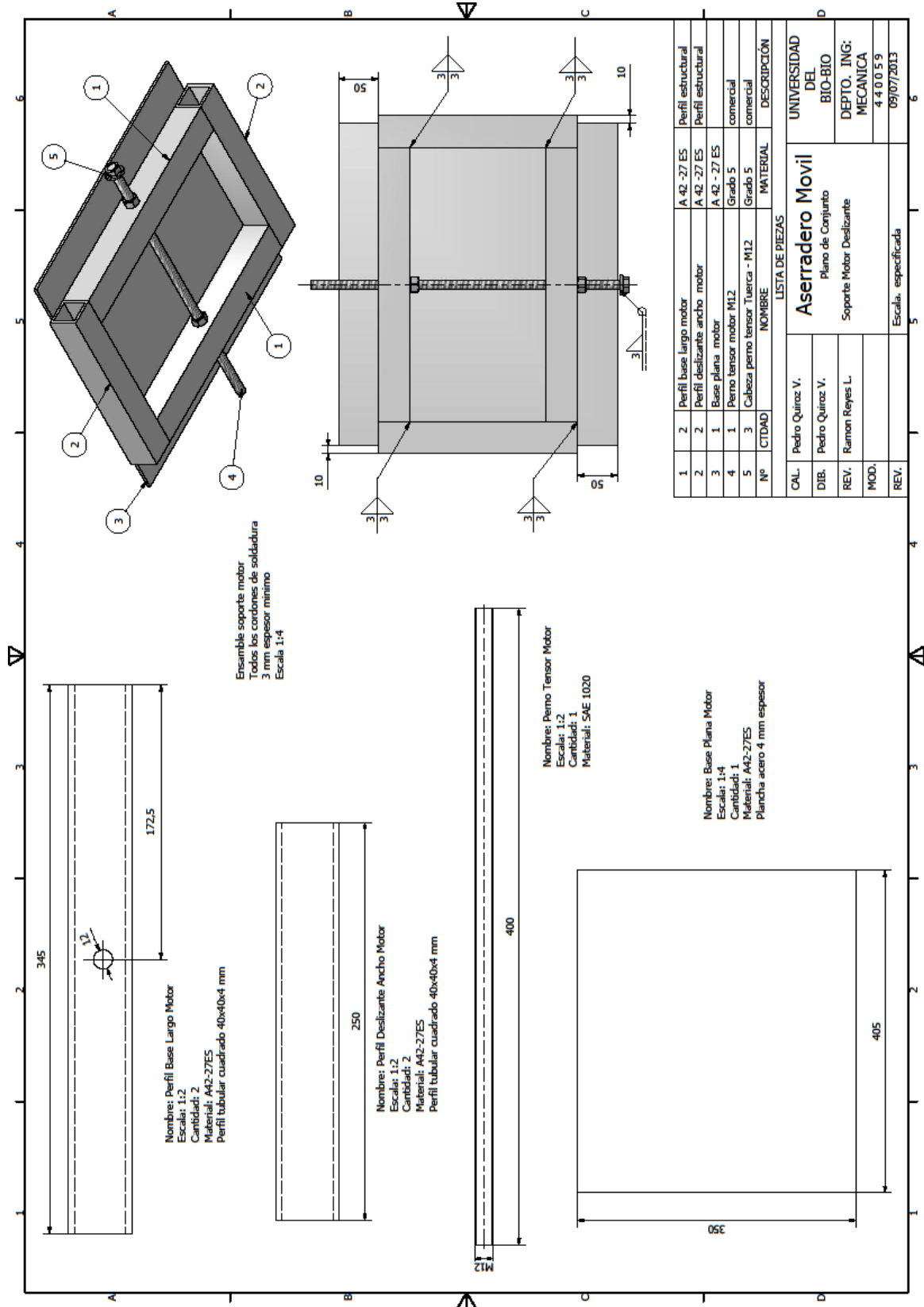
A3.- Plano conjunto carro longitudinal

Diseño aserradero móvil



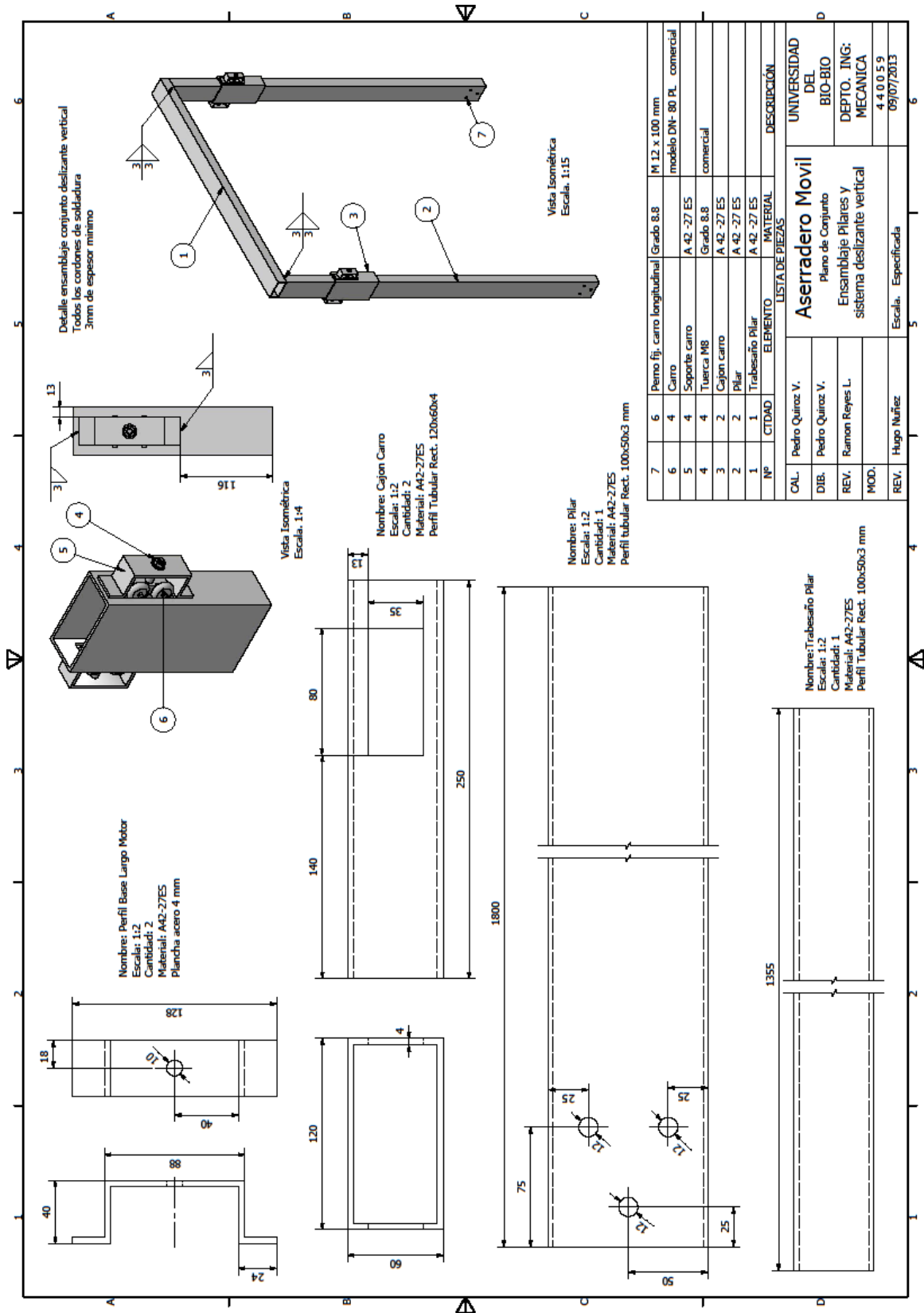
A4.- Plano soporte motor

Diseño aserradero móvil



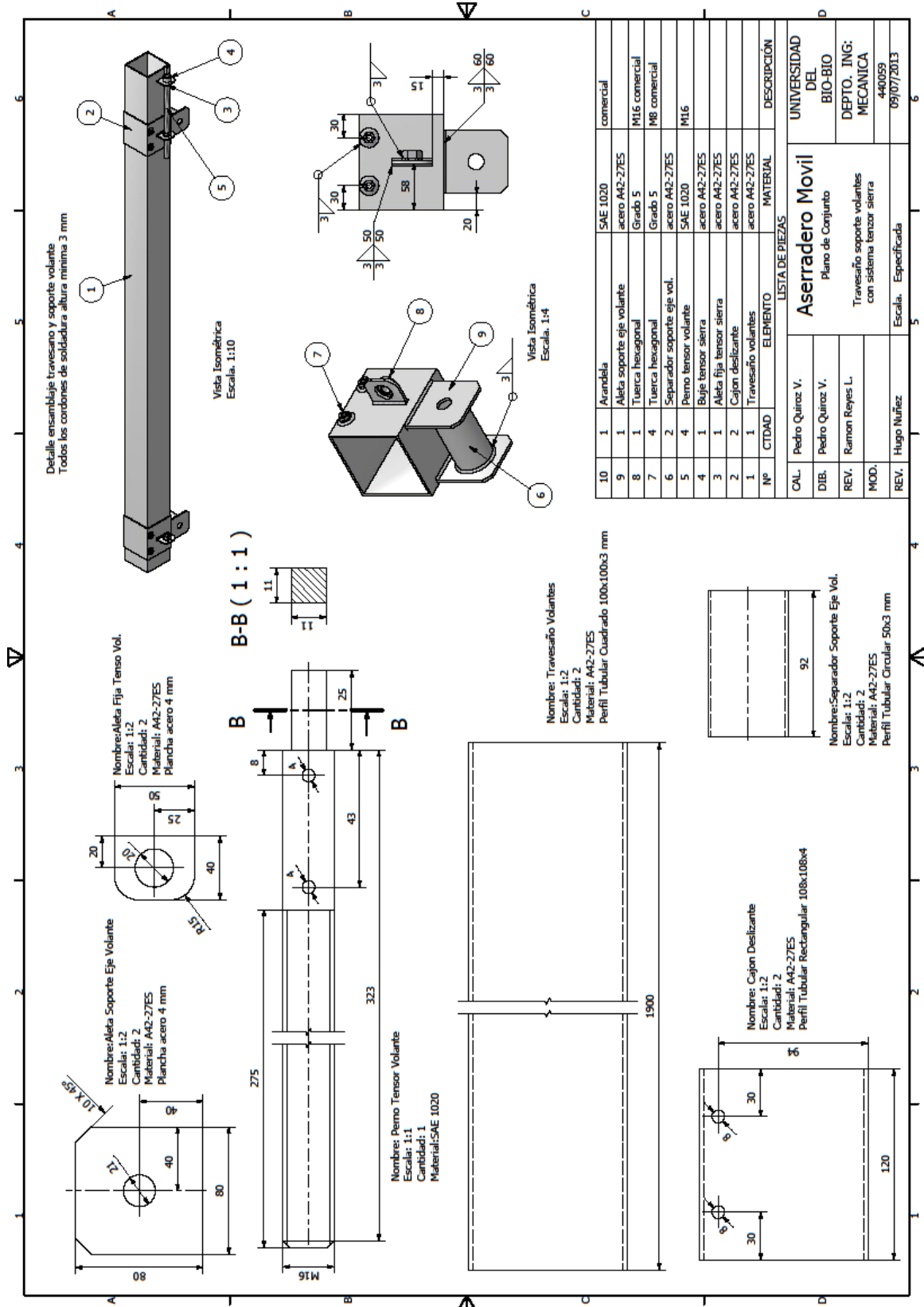
A5.- Plano soporte móvil motor

Diseño aserradero móvil



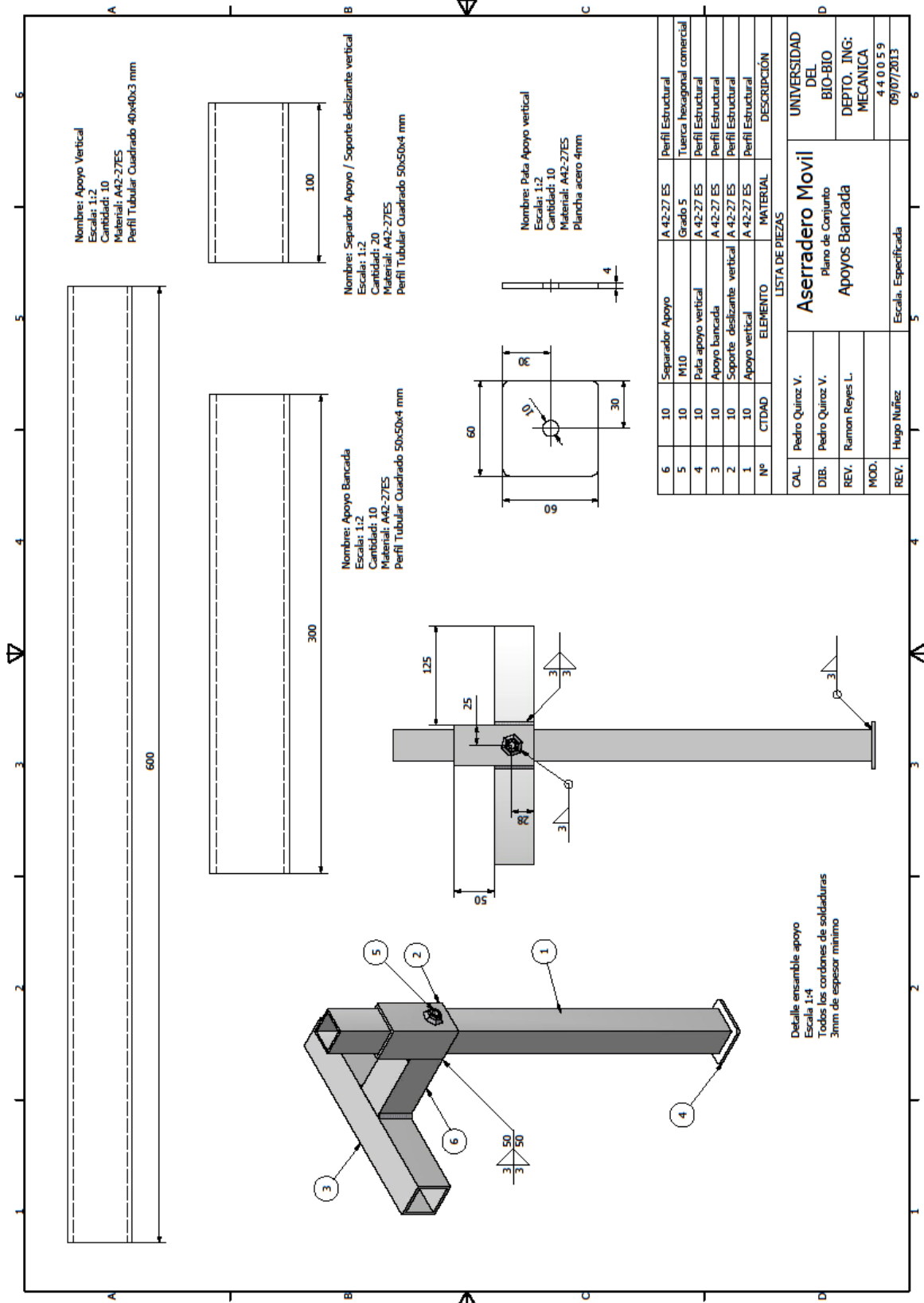
A6.- Plano carro vertical

Diseño aserradero móvil



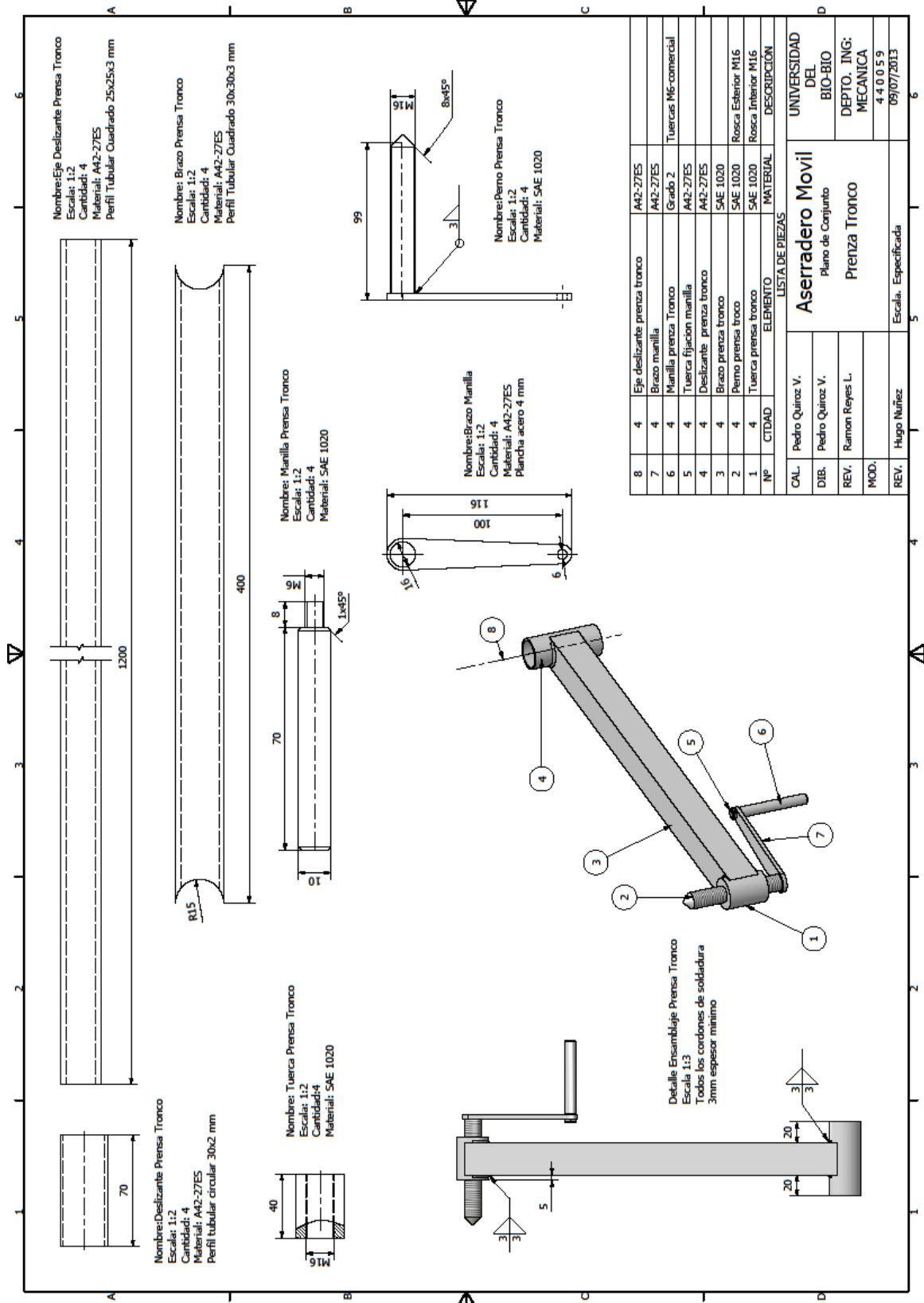
A7.- Plano soporte volantes

Diseño aserradero móvil



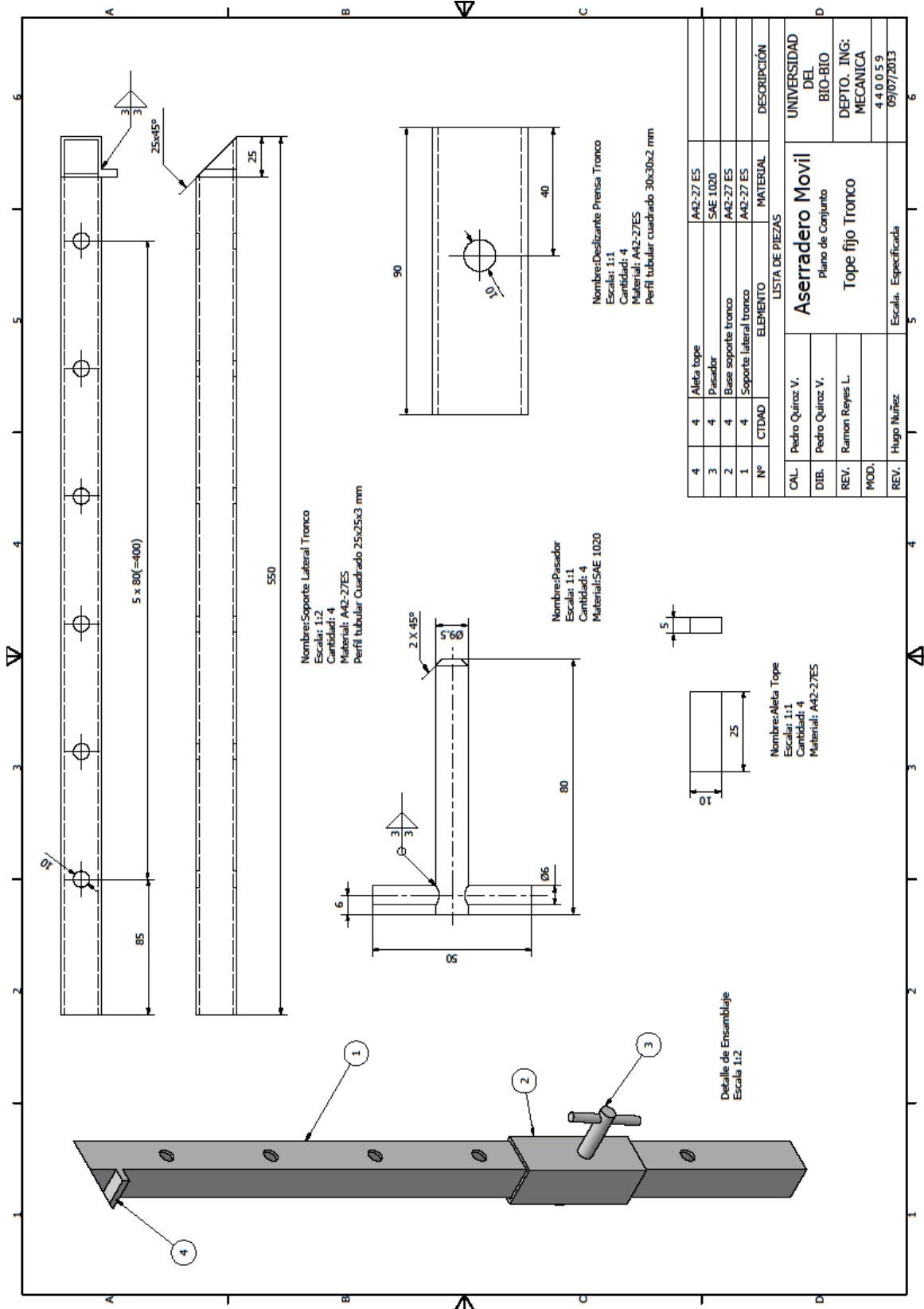
A8.- Plano apoyos bancada

Diseño aserradero móvil



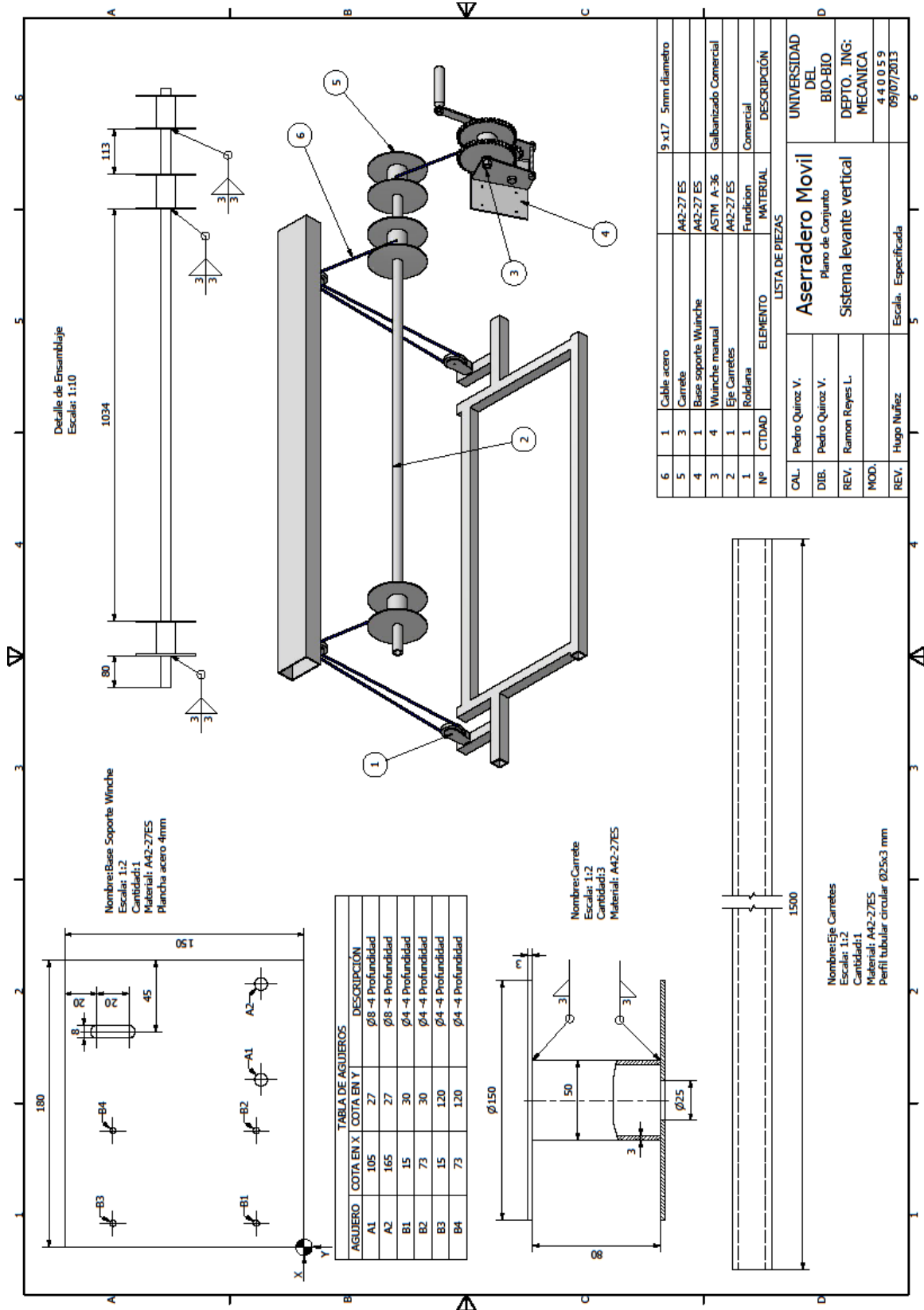
A9.- Plano Prensa tronco

Diseño aserradero móvil



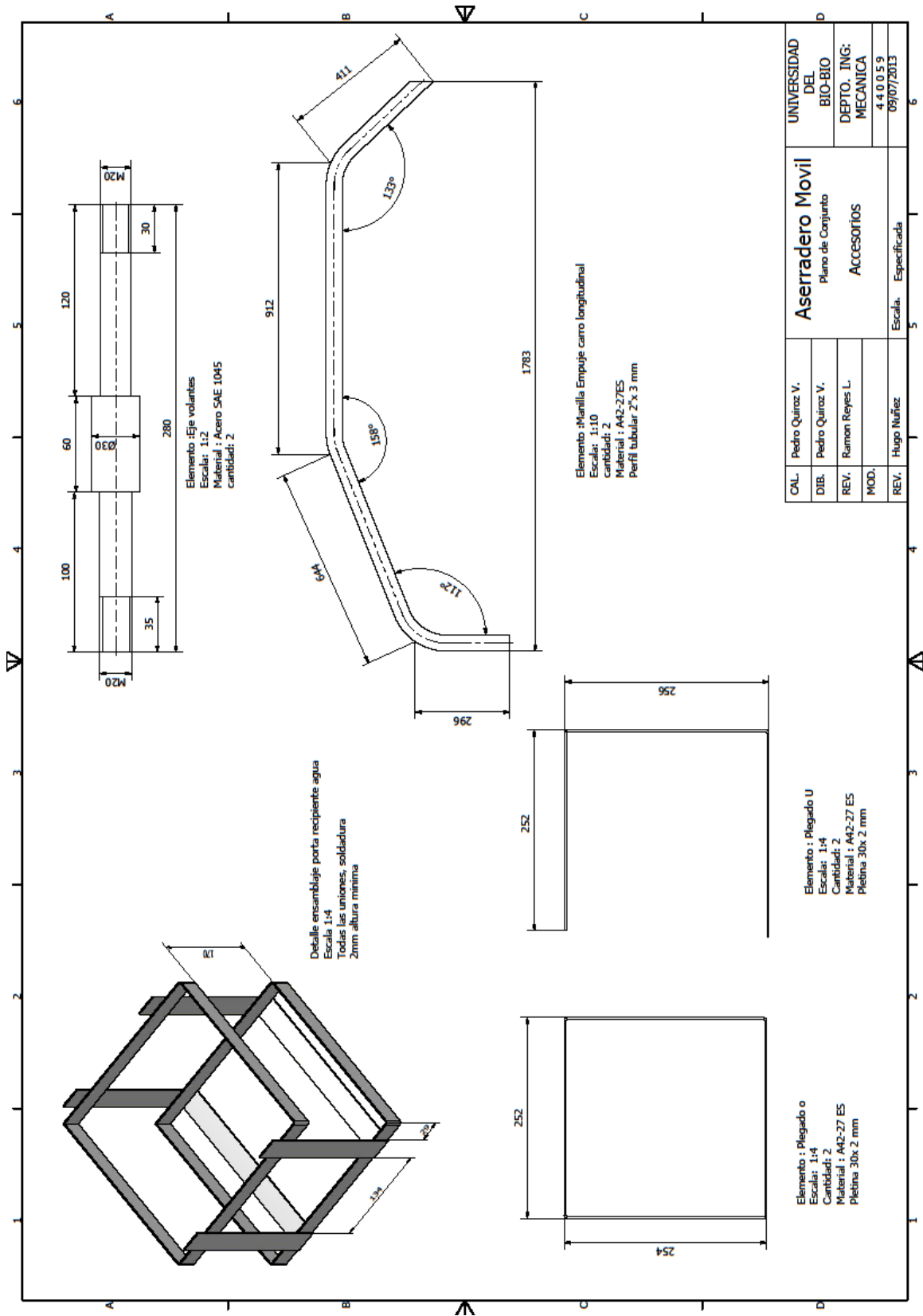
A10.- Plano Tope fijo Tronco

Diseño aserradero móvil



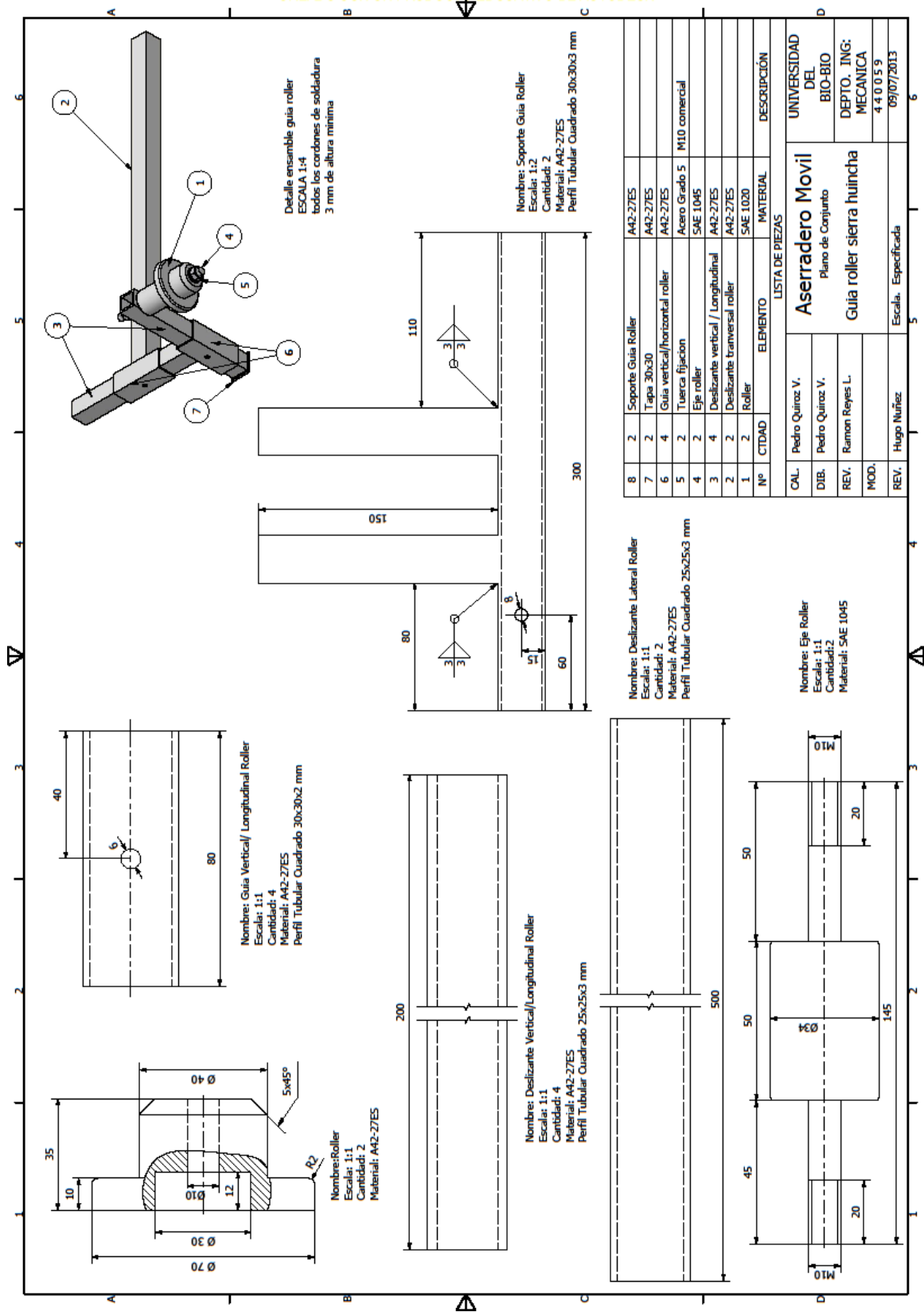
A11.- Plano sistema posición cabezal de corte

Diseño aserradero móvil



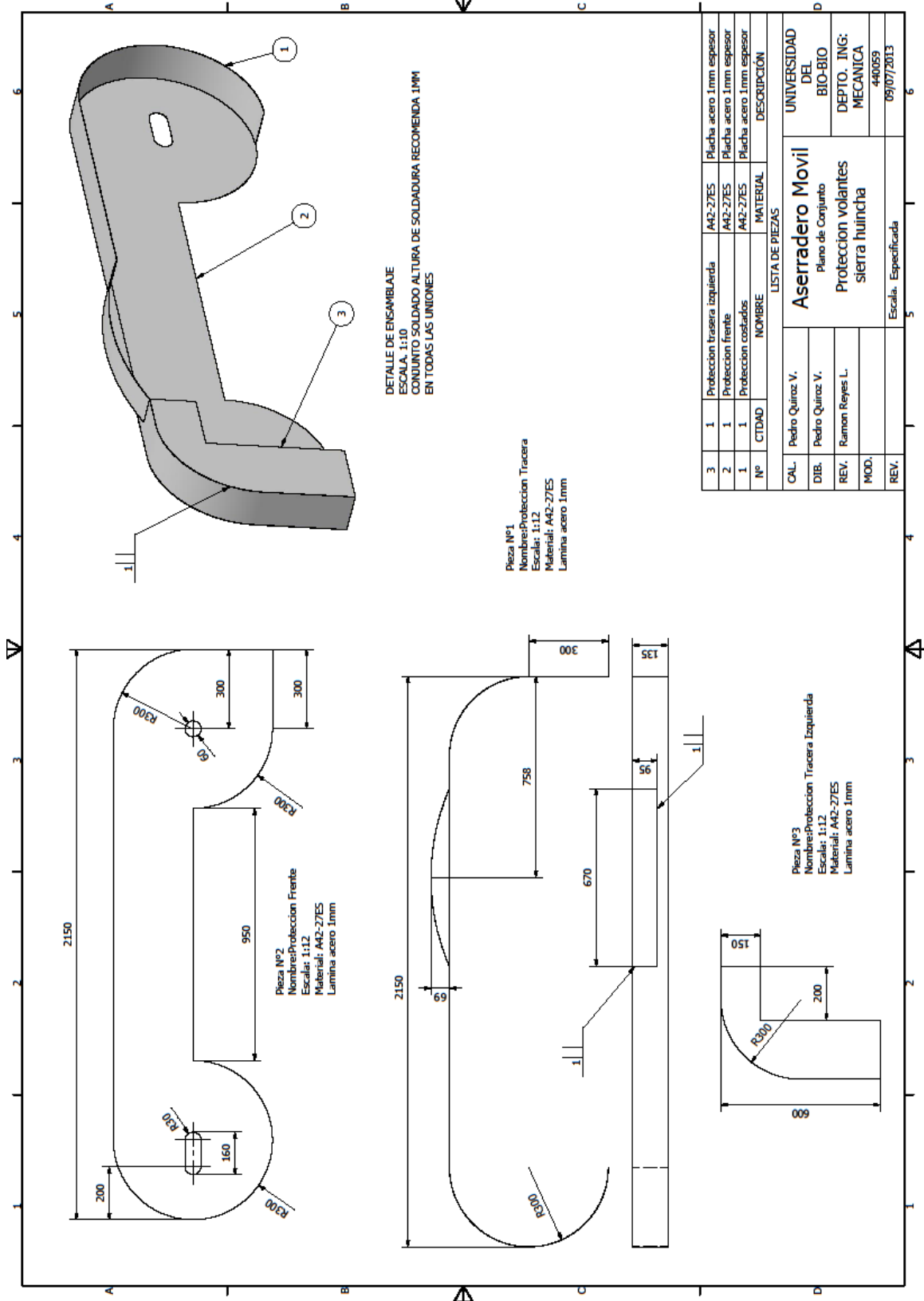
A12.- Plano piezas Independientes

Diseño aserradero móvil



A13.- Plano guía roller

Diseño aserradero móvil

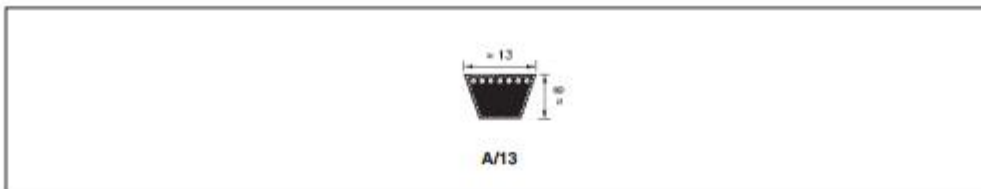


A14. Plano protección sierra huincha

Diseño aserradero móvil

B. Correas trapeciales clásicas

optibelt VB Correas trapeciales clásicas DIN 2215 / ISO 4184
 Correia trapezoidal clássica DIN 2215 / ISO 4184



Perfil A/13								
No. correa Correa n°	Desarrollo de ref. Compr. de ref. ISO (mm)	Desarrollo int. Comprimento interno (mm)	No. correa Correa n°	Desarrollo de ref. Compr. de ref. ISO (mm)	Desarrollo int. Comprimento interno (mm)	No. correa Correa n°	Desarrollo de ref. Compr. de ref. ISO (mm)	Desarrollo int. Comprimento interno (mm)
UE BM = 25 piezas unidades								
A 16	437	407	A 49	1280	1250	A 91	2341	2311
A 18	487	457	A 50	1300	1270	A 92	2367	2337
A 19	510	480	A 51	1330	1300	A 93	2390	2360
A 20	538	508	A 52	1350	1320	A 94	2418	2388
A 21	565	535	A 53	1380	1350	A 95	2443	2413
A 22	590	560	A 54	1405	1375	A 96	2468	2438
A 23	605	575	A 55	1430	1400	A 97	2494	2464
A 23½	630	600	A 56	1452	1422	A 98	2530	2500
A 24	640	610	A 57	1480	1450	A 100	2570	2540
A 25	660	630	A 58	1505	1475	A 102	2621	2591
A 26	680	650	A 59	1530	1500	A 104	2680	2650
A 26½	700	670	A 60	1555	1525	A 105	2697	2667
A 27	716	686	A 61	1580	1550	A 107	2755	2725
A 27½	730	700	A 62	1605	1575	A 108	2773	2743
A 28	740	710	A 63	1630	1600	A 110	2830	2800
A 29	760	730	A 64	1655	1625	A 112	2875	2845
A 29½	780	750	A 65	1680	1650	A 114	2926	2896
A 30	797	767	A 66	1706	1676	A 116	2976	2946
A 31	805	775	A 67	1730	1700	A 118	3030	3000
A 31½	830	800	A 68	1755	1725	A 120	3078	3048
A 32	843	813	A 69	1780	1750	A 124	3180	3150
A 32½	855	825	A 70	1805	1775	A 128	3280	3250
A 33	871	841	A 71	1830	1800	A 132	3380	3350
A 34	880	850	A 72	1855	1825	A 136	3484	3454
A 34½	905	875	A 73	1884	1854	A 140	3580	3550
A 35	919	889	A 74	1910	1880	A 144	3688	3658
A 35½	930	900	A 75	1930	1900	A 148	3780	3750
A 36	944	914	A 76	1960	1930	A 158	4030	4000
A 37	955	925	A 77	1986	1956	A 167	4280	4250
A 37½	980	950	A 78	2010	1980	A 187	4780	4750
A 38	995	965	A 79	2030	2000	A 197	5030	5000
A 38½	1005	975	A 80	2062	2032			
A 39	1030	1000	A 81	2090	2060			
A 40	1046	1016	A 82	2113	2083			
A 40½	1060	1030	A 83	2130	2100			
A 41	1071	1041	A 83½	2150	2120			
A 41½	1080	1050	A 84	2164	2134			
A 42	1090	1060	A 84½	2180	2150			
A 42½	1105	1075	A 85	2190	2160			
A 43	1130	1100	A 86½	2230	2200			
A 43½	1135	1105	A 87	2240	2210			
A 44	1150	1120	A 88	2270	2240			
A 45	1173	1143	A 89	2291	2261			
A 45½	1180	1150	A 90	2316	2286			
A 46	1198	1168						
A 46½	1210	1180						
A 47	1230	1200						
A 47½	1245	1215						
A 48	1250	1220						
A 48½	1255	1225						

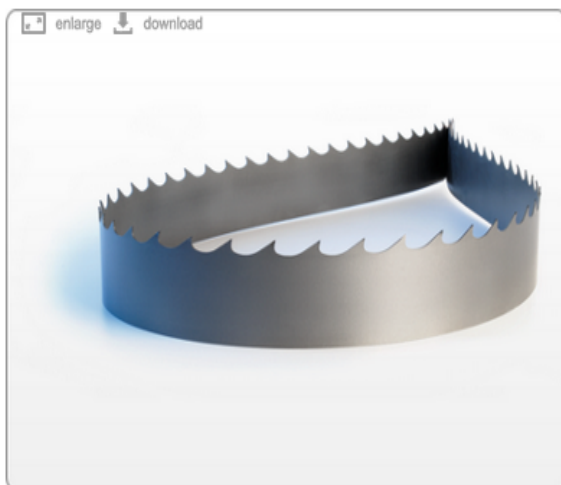
B1.Factor de corrección largo de correa Lcp

Sección de la correa						
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	-	1.23	1.19

B2. Factor de corrección arco de contacto

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73
96°	0.72	0.72
94°	0.71	0.71
92°	0.70	0.70
90°	0.69	0.69

C. Detalles del fabricante hoja de sierra huincha



WOODMASTER® B

HOJAS BIMETÁLICAS CON DISEÑO DE PRECISIÓN

CORTA MÁS RÁPIDAMENTE Y DURANTE MÁS TIEMPO QUE LAS HOJAS DE ACERO AL CARBONO DE UNA PIEZA

La construcción en acero en dos piezas proporciona una excelente vida de la hoja

MAYOR RESISTENCIA CALOR Y AL DESGASTE

Puntas de dientes en acero de alta velocidad rico en cobalto

MAYOR RESISTENCIA A LA FLEXION PARA UNA VIDA DE FATIGA MÁS LARGA

Durable material del respaldo de acero para muelles

OFRECE UN DESEMPEÑO CONSTANTE Y CONFIABLE



ESPECIFICACIONES

GARANTÍA

SPECIFICATIONS

ANCHO X ESPESOR		SAQUE (KERF) PULGADAS	ESPACIAMIENTO DE DIENTES DPP	1/2"	3/4"	7/8"	1"	1-1/4"	VARI- TOOTH 1.0/1.3
PULG.	MM			2	1.3	1.1	1	0.78	
1 x 0.035	27 x 0.90	0.072		•	•				
1-1/4 x 0.035	34 x 0.90	0.072			•	•	•		
1-1/4 x 0.042	34 x 1.07	0.080			•	•	•		
1-1/2 x 0.050	41 x 1.27	0.092				•			
2 x 0.042	54 x 1.07	0.085					•		
2 x 0.050	54 x 1.27	0.090						•	
2 x 0.050	54 x 1.27	0.092							•
3 x 0.050	80 x 1.27	0.100						•	

Valor 4589 mas iva por metro

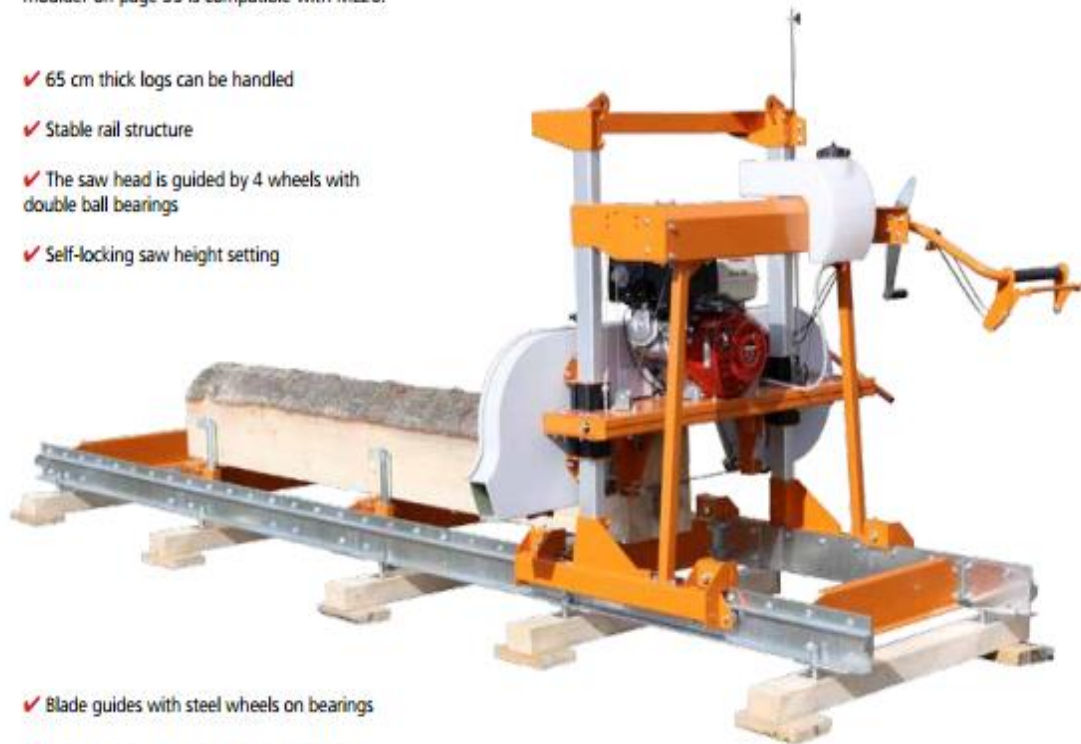
D. Cotizacion diseños existentes en el mercado

D1. aserradero portatil modelo ML26 procedencia Canada

LOGOSOL NORWOOD ML26

An excellent garden sawmill for those who prefer a bandsaw to a chainsaw. This sawmill can handle timber up to 65 cm. Choose between an electric motor of 4 or 8 kW or run it with a petrol motor if you don't want to be dependent on electricity supply. Tried and tested technology and a stable design make the Logosol Norwood ML26 a functional sawmill that does an excellent job! The Log house moulder on page 33 is compatible with ML26.

- ✓ 65 cm thick logs can be handled
- ✓ Stable rail structure
- ✓ The saw head is guided by 4 wheels with double ball bearings
- ✓ Self-locking saw height setting



- ✓ Blade guides with steel wheels on bearings
- ✓ Environment-friendly and low-noise motor options:
 - Honda 8hp or 13hp 4-stroke motor
 - Electric motor 4000 16A
Maximum output 7.5 kw/10 hp
 - Electric motor 8000 16A
Maximum output 15.5 kw/21 hp

8040-000-0005 ML26 9 hp Honda.

TECHNICAL DATA: ML26

Effective saw length: 3,9 m. May be extended by 1.20 m sections
 Saw blade: (1 included) Dimension: 3660 mm, 32mm x 1,1mm, 22mm pitch.
 Band wheel: 47,5 cm.
 Width: 190 cm
 Standard length: From 4,5 m
 Weight: From approx. 400 kg, depending on motor option and accessories.



For the full list for Logosol Norwood ML26, see current price list.

Valor: \$ 4,956,397 (según dólar a \$501)

D2. Aserradero portátil Modelo LT-15 Procedencia Estados Unidos

LT15



Un aserradero fuerte y de confiar

Este aserradero compacto y durable es fácil de operar y su mantenimiento es mínimo, con sistema de avance de manivela manual (el sistema de avance automatizado es opcional) que trabaja a base de una soga en vez de un cable. Este aserradero básico incluye un motor de gasolina de 13kW (18 HP) y corta trozas hasta de 710 mm (28") de diámetro por 5.4 m (17' 8") de largo las cuales se cargan y se voltean manualmente. Además, existen muchas opciones más que pueden hacer de este aserradero uno de los más versátiles de su clase. un número indefinido de bancadas de 2 m (6'8") pueden agregarse a este aserradero para aserrar trozas más largas.

El LT15 de Wood-Mizer es de todo menos tímido. Este aserradero fuerte y fiable se usa en ambientes de producción, operaciones de construcción y en el monte.

ESPECIFICACIONES

Capacidad de corte	710 mm x 5.4 m (28" x 17'8"). Capacidad máxima de peso de troza 1,814 kg (4,000 libras).
Ancho máximo de tabla	58 cm (23")
Capacidad de producción	Hasta .58m3 (250 pies tabla) / Hr. Debido a muchas variables, las cifras reales de producción pueden variar.
Peso	544 kg (1,200lbs)

OPCIONES DE POTENCIA

- LT15G13 (9.5kW / 13 HP gasolina)
- LT15G25 (18.5 kW / 25 HP gasolina)
- LT15D10 (7.5 kW / 10 HP diésel)
- LT15D18 (13 kW / 18 HP diésel)
- LT15E (10 HP 1 PH eléctrico)
- LT15E (10 HP 3 PH eléctrico)

Versión LT 15 Valor \$ 5,436,532 (según dólar a \$501)