

# Diseño de tren de aterrizaje retráctil

## Aeronave DL-22HA

---

### 31.40 – Proyecto Mecánico – ITBA

La pasión por la aeronáutica nunca se pierde en el tiempo y el actual proyecto DL-22HA es testigo. Busca revivir el pasado en el cielo con una aeronave Argentina icónica de 1940. En este informe se rejunta toda la información requerida para diseñar y fabricar una sección vital del DL-22HA, el tren de aterrizaje.

Elaborado por Morgan Hoare

## CONTENIDOS

1.	OBJETIVO .....	3
2.	CARACTERISTICAS DE LA AERONAVE.....	3
2.1	Dimensiones del DL-22HA .....	3
2.1.1	Composición de alas.....	5
2.2	Requisitos de diseño.....	7
2.2.1	Altura de Tren.....	7
2.2.2	Centro de Gravedad del Avión .....	7
2.2.3	Deflexión de amortiguadores.....	7
2.2.4	Especificaciones de retracción y extensión .....	7
3.	MATERIALES .....	8
4.	NORMAS AERONÁUTICAS .....	8
4.1	CS-VLA 473 Ground load conditions and assumptions .....	8
4.2	CS-VLA 479 Level landing conditions.....	9
4.3	CS-VLA 481 Tail-down landing conditions .....	9
4.4	CS-VLA 485 Side load conditions .....	9
4.5	CS-VLA 729 Landing gear extension and retraction system .....	9
4.6	CS-VLA Appendix C Basic Landing Conditions .....	11
5.	DETRÁS DE UN TREN DE ATERRIZAJE .....	12
5.1	Funciones.....	12
5.1.1	Absorción de energía cinética .....	12
5.1.2	Seguridad y Maniobrabilidad en Suelo.....	13
5.2	Tipos de trenes de aterrizaje .....	14
5.2.1	Configuraciones normalizadas .....	14
5.2.2	Retracción.....	16
5.2.3	Mecanismos.....	17
5.3	Motores de Retracción .....	18
5.3.1	Manual.....	18
5.3.2	Eléctrico .....	18
5.3.3	Hidráulico .....	18
5.4	Posiciones de retracción y extensión .....	19
5.5	Componentes de tren.....	22
5.5.2	Amortiguador .....	23
5.5.2.1	Concepto .....	23

5.5.2.2	Calibración del amortiguador .....	24
5.5.2.3	Fleje .....	26
5.5.3	Acople Mecanismo/Amortiguador .....	27
6.	MEMORIA DE CÁLCULO .....	28
6.1	Calculo de parámetros importantes.....	28
6.2	Esfuerzos en muñón .....	30
6.3	Esfuerzos en Eje Pívor.....	31
6.4	Mecanismo de Retracción .....	34
6.4.1	Posiciones del tren .....	34
6.4.2	Síntesis del mecanismo .....	34
6.4.3	Criterios de diseño de mecanismo .....	36
6.5	Diseño de eslabones.....	37
6.5.1	Eslabón 1: Conjunto Amortiguador y Rueda .....	37
6.5.2	Eslabon 2 y 3: Tijeras Inferior y Superior .....	38
6.5.3	Eslabon 4: Actuador Electrico.....	45
6.5.4	Mecanismo final .....	48
6.6	Puntos de apoyo del Eje Pívor .....	49
6.6.1	Selección de rodamientos .....	49
6.6.2	Alojamiento para los rodamientos .....	50
6.7	Verificación de tensiones en Amortiguador .....	54
6.8	Verificación de tensiones en Fleje.....	56
6.9	Verificación de Peso Total .....	59
7.	MANTENIMIENTO.....	60
8.	FABRICACIÓN.....	61
8.1	Conjunto Eje Pivot .....	62
8.2	Conjunto Amortiguador .....	62
8.3	Conjunto Mecanismo .....	64
9.	CONCLUSIONES .....	65
	REFERENCIAS .....	66
	ANEXO .....	1

## 1. OBJETIVO

El presente informe tiene como objetivo mostrar el proceso de diseño utilizado para la creación del tren de aterrizaje retráctil para una aeronave experimental existente, iniciando desde la conceptualización y modelado, llegando hasta la ingeniería de detalle para su fabricación.

## 2. CARACTERISTICAS DE LA AERONAVE

La aeronave sobre la que se desea incorporar un tren de aterrizaje retráctil se denomina DL-22HA. Es una versión escalada del IAe-22DL "Diente de León" (Fig. 1), conocido como una de las grandes fabricaciones de la industria aeronáutica argentina. Se trata de un monoplano biplaza de cabina en tándem fabricado principalmente de madera. Se diseñó y fabricó originalmente basado en el Texan NA T-6. Su desarrollo en madera se debe a escases de materiales durante su época, 1943, comienzos de la segunda guerra mundial.



Figura 1: IAe-22DL (Hulaczuk & Vaccaro, 1997)

### 2.1 Dimensiones del DL-22HA

El proyecto en curso requiere reducir el tamaño original del IAe-22DL, por lo tanto se busca re-diseñar el tren de aterrizaje de forma acorde. Las dimensiones finales del DL-22HA son las siguientes, y pueden verse representados en las figuras 2-4:

Altura de Eje de Empuje: .....	1.282 m
Altura máxima: .....	3.29 m
Altura de Fuselaje: .....	1.29 m
Altura máxima de Cabina: .....	2.05 m
Envergadura: .....	8.40 m
Envergadura de Estabilizador Horizontal: .....	3.49 m

Longitud: .....	6.39 m
Trocha:.....	1.90 m
Radio de Hélice: .....	1.83 m
Maximum Take of Weight (MTOW): .....	650 Kg

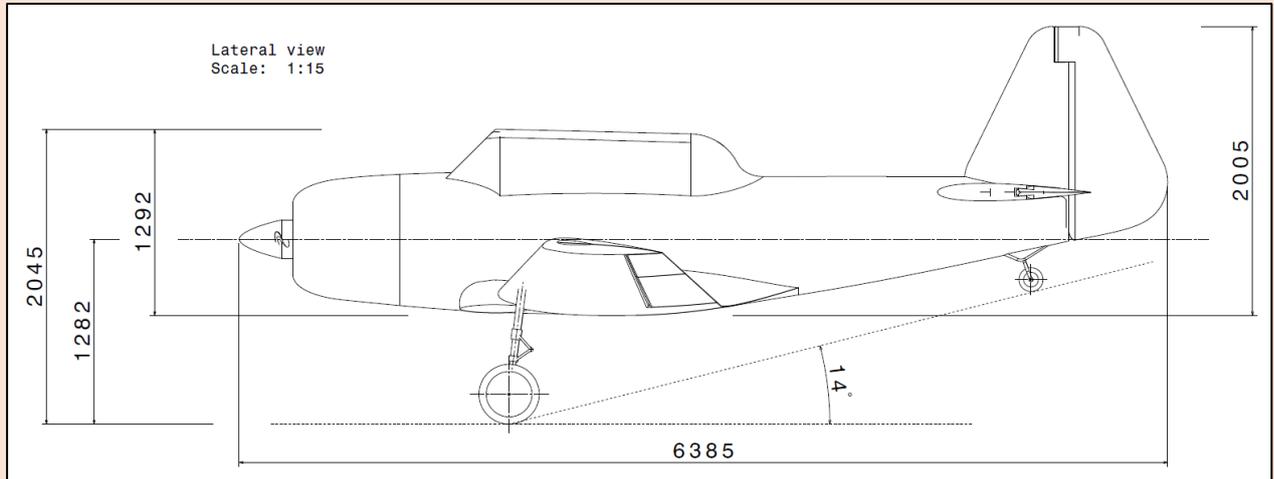


Figura 2: Vista Lateral (Scarpin, 2016)

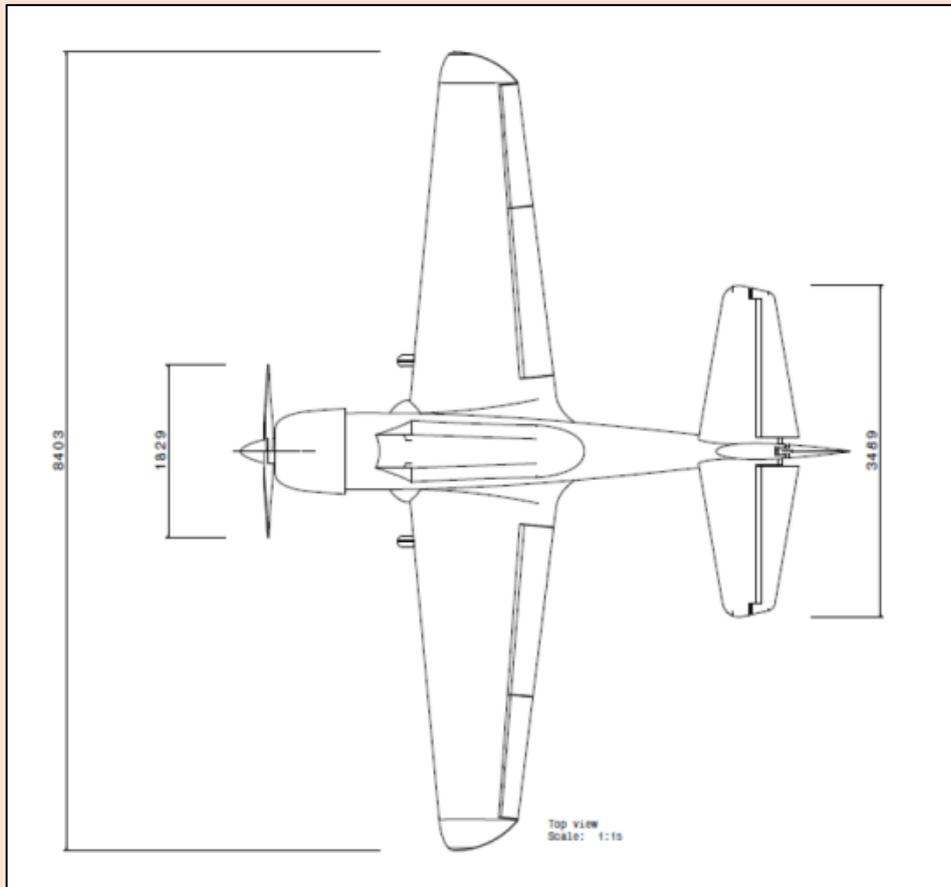


Figura 3: Vista Superior (Scarpin, 2016)

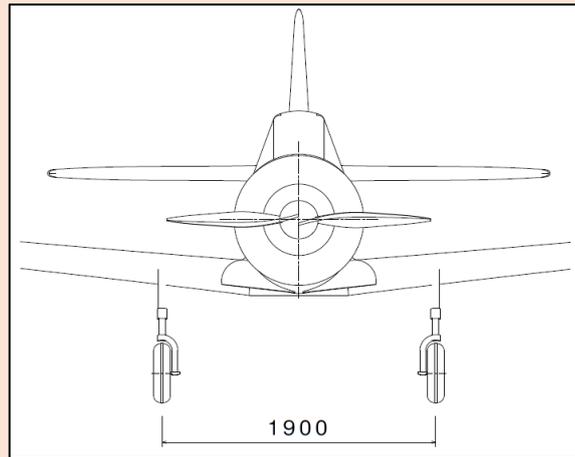


Figura 4: Vista Frontal (Scarpin, 2016)

### 2.1.1 Composición de alas

Sus alas están compuestas por dos largueros, anterior y posterior. Los mismos van rigidizados por 10 costillas cuyas dimensiones van dibujando el perfil alar. En la Figura 5 se puede ver la disposición de cada costilla y en la Figura 6 se puede apreciar la forma y las dimensiones de una costilla. Las costillas están fabricadas de planchas de madera de 20 mm de espesor.

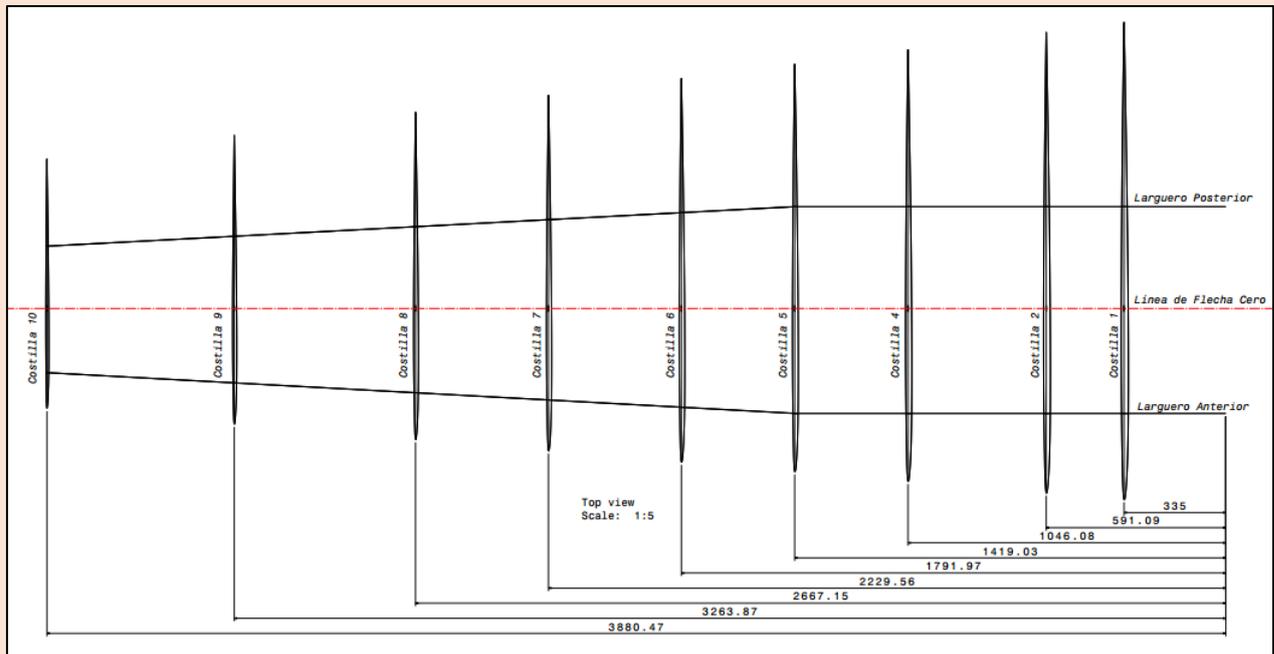


Figura 5: Disposición de Costillas en Ala Derecha [Vista Planta] (Scarpin, 2016)

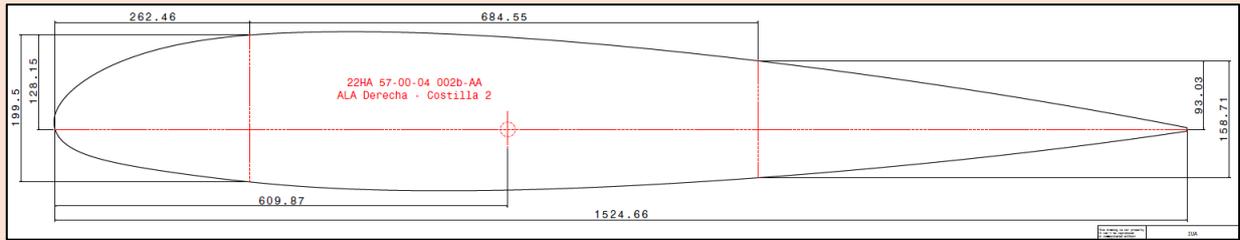


Figura 6: Forma y Dimensiones de Costilla 2

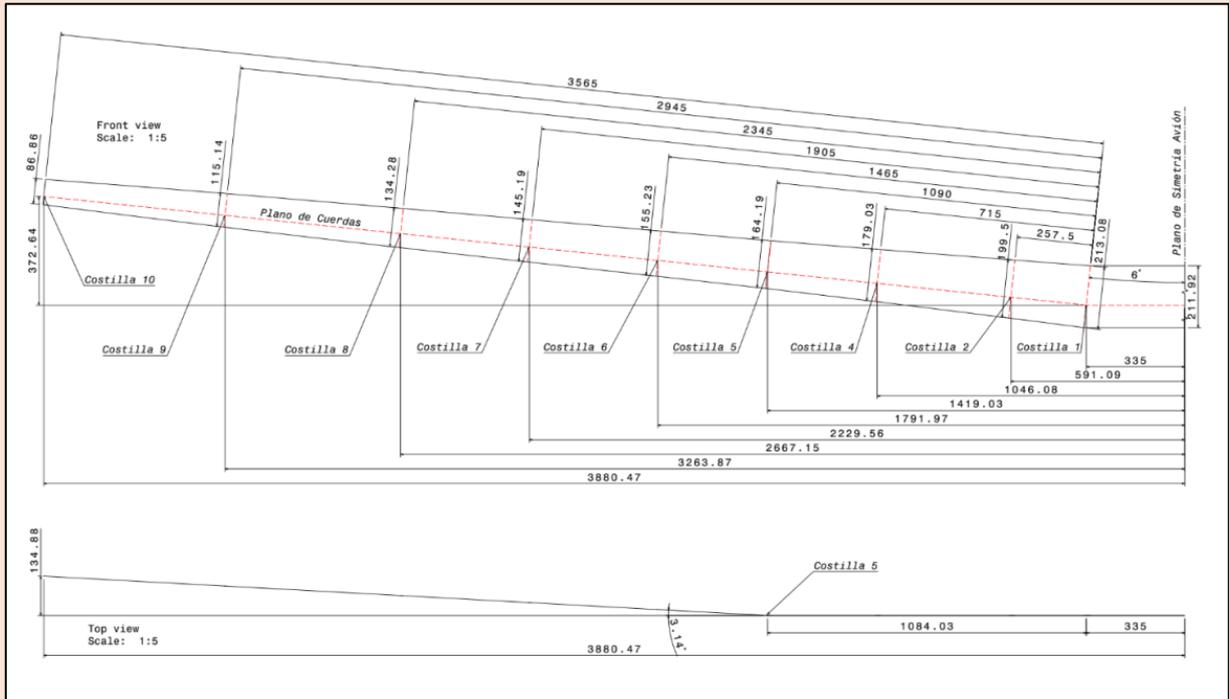


Figura 7: Disposición de Costillas en Ala Derecha [Vista Frontal] (Scarpin, 2016)

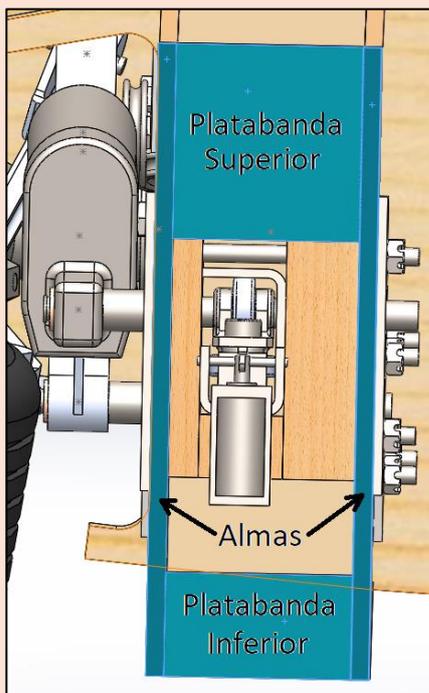


Figura 8: Composición de Largueros

Los Largueros están compuestos por una platabanda superior, una platabanda inferior y almas de ambos lados. Se puede ver en la Figura 8 como se posicionan los mismos para formar los largueros.

En la Figura 7 se puede ver como a partir de la costilla 1 el larguero toma un ángulo de 6 grados respecto de la horizontal.

Es importante notar que tanto la platabanda superior como la inferior son los principales componentes que resisten la flexión de las alas por lo tanto reciben la mayor parte de la carga. Cualquier lugar donde se concentre tensiones será un posible iniciador de fisura. Por esta razón está prohibido modificar en absoluto la integridad de los mismos. A su vez momentos de torsión aplicados al larguero podrían debilitar el pegamento entre las capas de las platabandas y las platabandas con las almas. Es por esto que se debe evitar cualquier transmisión de momento de torsión a los largueros. Uno de los modos de evitar esta transmisión es agregando uniones articula-

das. Como las rotulas se encuentran en el plano de simetría del larguero no poseen excentricidad por lo tanto solo transmiten Fuerzas.

Las dimensiones promedio de la platabanda superior son, 65 mm de altura y 62.2 mm de ancho. La platabanda inferior tiene 34.7 mm de altura. Las almas tienen un espesor de 6 mm.

## 2.2 Requisitos de diseño

### 2.2.1 Altura de Tren

Se busca que la altura del tren con amortiguador comprimido y con ruedas desinfladas no lleve a la interferencia de las hélices del motor con la línea de tierra. Esta distancia mínima es conocida como "clearance" permitido. La misma es de 44 mm.

### 2.2.2 Centro de Gravedad del Avión

Se requiere que el centro de gravedad del avión se encuentre dentro del margen de ángulos respecto de la vertical perpendicular a la línea de tierra como se ve en la Figura 9. El margen es de 15° a 25°. Si el centro de gravedad se ubica por debajo de los 15° el avión tenderá a clavar la nariz durante la etapa de frenado. Esto se da porque el momento estabilizante  $Me = P \cdot X$  es cada vez menor. En cambio, si el CG se ubica por encima de los 25°, el avión tendrá dificultad en nivelarse durante el despegue, necesitando mayor lift, mayor velocidad y por ende mayor carrera de despegue.

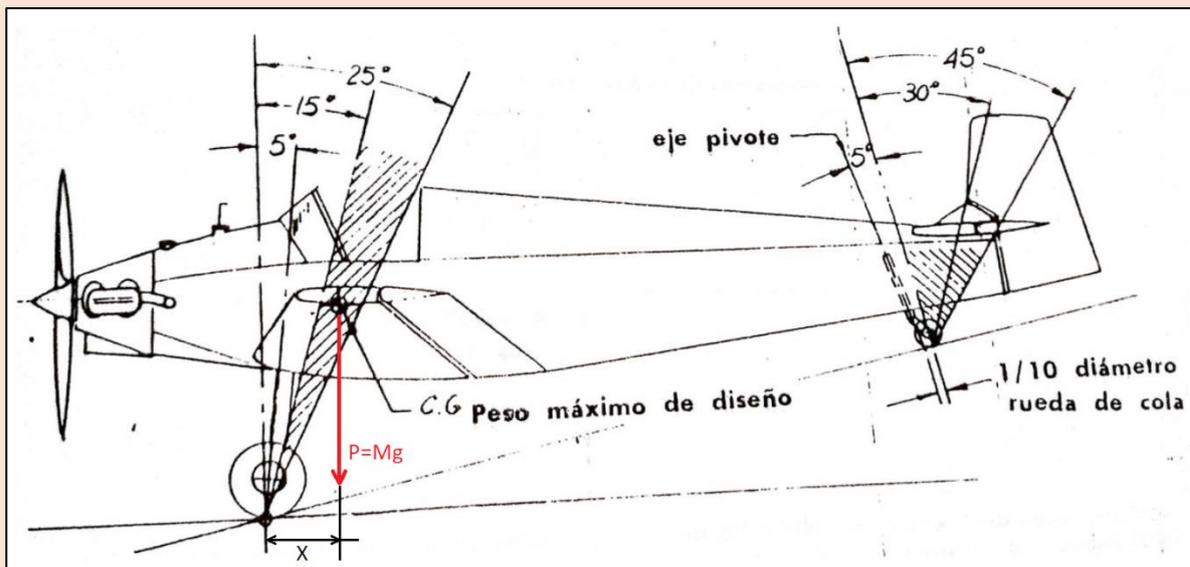


Figura 9: Ubicación de centro de gravedad

### 2.2.3 Deflexión de amortiguadores

El amortiguador debe comprimir dentro un ángulo de 5° de la vertical como máximo (Figura 9). Sugerencia proporcionada por (Pazmany, 1984).

### 2.2.4 Especificaciones de retracción y extensión

Para un funcionamiento seguro durante el despegue y el aterrizaje es crítico que se verifiquen tanto la retracción como la extensión completa del tren de aterrizaje. Se requiere una verificación mecánica de su correcto trabado en posiciones extremas mediante cables de acero desde la cabina.

El mecanismo debe trabar en posiciones finales para impedir que en vuelo se descienda por gravedad y en aterrizaje se retraiga indeseadamente.

La retracción y extensión en condiciones normales será comandada por un actuador eléctrico.

### 3. MATERIALES

Los materiales habilitados que se utilizarán en el presente diseño se encuentran listados en la siguiente tabla, con sus propiedades mecánicas correspondientes:

Tabla 1: Materiales autorizados para la construcción del tren de aterrizaje

	Módulo de Young (E)[GPa]	Resistencia a la Fluencia ( $\sigma_f$ )[MPa]	Densidad ( $\rho$ ) [ $\frac{Kg}{m^3}$ ]
Acero AISI 4130	205	435	7850
Tubos Aircraft Spruce 4130	205	620	7850
Aluminio 2024 T3	73.1	345	2780
Bronce SAE 841	112	75.8	6800
Madera "Spruce" (Meier, 2018)	9.1	59.6	425

### 4. NORMAS AERONÁUTICAS

Las normas pertinentes para el diseño de esta aeronave corresponden a la clasificación livianas son Certification Specifications (CS-VLA) Very Light Aeroplanes. Los siguientes puntos presentados en inglés (idioma original y oficial de la norma) se deben respetar:

#### 4.1 CS-VLA 473 Ground load conditions and assumptions

- The ground load requirements of this subpart must be complied with at the design maximum weight.
- The selected limit vertical inertia load factor at the center of gravity of the aeroplane for the ground load conditions prescribed in this subpart may not be less than that which would be obtained when landing with a descent velocity (V), in meters per second, equal to  $0.51 [Mg/S]^{1/4}$  except that this velocity need not be more than 3.05 m/s and may not be less than 2.13 m/s.
- Wing lift not exceeding two-thirds of the weight of the aeroplane may be assumed to exist throughout the landing impact and to act through the center of gravity. The ground reaction load factor may be equal to the inertia load factor minus the ratio of the above assumed wing lift to the aeroplane weight.
- If energy absorption tests are made to determine the limit load factor corresponding to the required limit descent velocities, these tests must be made under CS-VLA 725.
- No inertia load factor used for design purposes may be less than 2.67, nor may the limit ground reaction load factor be less than 2 at design maximum weight, unless these lower values will not be exceeded in taxiing at speeds up to take off speed over terrain as rough as that expected in service.

## 4.2 CS-VLA 479 Level landing conditions

- a) For a level landing, the aeroplane is assumed to be in the following attitudes:
- 1) For aeroplanes with tail wheels, a normal level flight attitude
  - 2) For aeroplanes with nose wheels attitudes in which
    - i. The nose and main wheels contact the ground simultaneously; and
    - ii. The main wheels contact the ground and the nose Wheel is just clear of the ground.

The attitude used in sub-paragraph (a)(2)(i) of this paragraph may be used in the analysis required under sub-paragraph (a)(2)(ii) of this paragraph.

- b) A drag component of not less than 25% of the maximum vertical ground reactions (neglecting wing lift) must be properly combined with the vertical reactions. (See AMC VLA 479(b)).

## 4.3 CS-VLA 481 Tail-down landing conditions

- a) For a tail-down landing, the aeroplane is assumed to be in the following attitudes:
- 1) For aeroplanes with tail wheels, an attitude in which the main and tail wheels contact the ground simultaneously.
  - 2) For aeroplanes with nose wheels, a stalling attitude, or the maximum angle allowing ground clearance by each part of the aeroplane, whichever is less.
- b) For aeroplanes with either tail or nose wheels, ground reactions are assumed to be vertical, with the wheels up to speed before the maximum vertical load is attained.

## 4.4 CS-VLA 485 Side load conditions

- a) For the side load conditions, the aeroplane is assumed to be in a level attitude with only the main wheels contacting the ground and with the shock absorbers and tires in their static positions.
- b) The limit vertical load factor must be 1.33, with the vertical ground reaction divided between the main wheels so that
- 1) 0.5 [Mg] is acting inboard on one side; and
  - 2) 0.33 [Mg] is acting outboard on the other side.

## 4.5 CS-VLA 729 Landing gear extension and retraction system

- a) *General.* For aeroplanes with retractable landing gear, the following apply:

- 1) Each landing gear retracting mechanism and its supporting structure must be designed for maximum flight load factors with the gear retracted and must be designed for the combination of friction, inertia, brake torque, and air loads, occurring during retraction at any airspeed up to 1.6 Vs1 with flaps retracted, and for any load factor up to those specified in CS-VLA 345 for the flaps extended condition.
  - 2) The landing gear and retracting mechanism, including the Wheel well doors, must withstand flight loads, including loads resulting from all yawing conditions specified in CS-VLA 351, with the landing gear extended at any speed up to at least 1.6 Vs1 with the flaps retracted.
- b) *Landing gear lock.* There must be positive means to keep the landing gear extended.
- c) *Emergency operation.* For a landplane having retractable landing gear that cannot be extended manually, there must be means to extend the landing gear in the event of either
- 1) Any reasonably probable failure in the normal landing gear operation system; or
  - 2) Any reasonably probable failure in a power source that would prevent the operation of the normal landing gear operation system.
- d) *Operation test.* The proper functioning of the retracting mechanism must be shown by operation tests up to  $V_{LO}$ .
- e) *Position indicator.* If a retractable landing gear is used, there must be a landing gear position indicator (as well as necessary switched to actuate the indicator) or other means to inform the pilot that the gear is secured in the extended (or retracted) position. If switches are used, they must be located and coupled to the landing gear mechanical system in a manner that prevents an erroneous indication of either 'down and locked' if the landing gear is not in the fully extended position, or of 'up and locked' if the landing gear is not in the fully retracted position. The switches may be located where they are operated by the actual landing gear locking latch of device.
- f) *Landing gear warning.* For landplanes, the following aural or equally effective landing gear warning devices must be provided:
- 1) A device that functions continuously when the throttle is closed if the landing gear is not fully extended and locked.  
A throttle stop may not be used in place of an aural device.
  - 2) A device that functions continuously when the wing flaps are extended to or beyond the approach flap position, using a normal landing procedure, if the landing gear is not fully extended and locked. The flap position sensing unit may be installed at any suitable location. The system for this device may use any part of the system (including the aural warning device) for the device required in subparagraph (f)(1) of this paragraph.

## 4.6 CS-VLA Appendix C Basic Landing Conditions

<b>CS-VLA BOOK 1</b>					
<b>Appendix C</b>					
<b>Basic Landing Conditions</b>					
Condition	Tail wheel type		Nose wheel type		
	Level landing	Tail-down landing	Level landing with inclined reactions	Level landing with nose wheel just clear of ground	Tail-down landing
Reference section-----	CS-VLA 479 (a)(1)	CS-VLA 481 (a)(1)	CS-VLA 479 (a)(2)(ii)	CS-VLA 479 (a)(2)(ii)	CS -VLA 481 (a)(2) and (b)
Vertical component at c.g.-----	nW	nW	nW	nW	nW
Fore and aft component at c.g. -----	KnW	0	KnW	KnW	0
Lateral component in either direction at c.g.--	0	0	0	0	0
Shock absorber extension (hydraulic shock absorber)-----	Note (2)	Note (2)	Note (2)	Note (2)	Note (2)
Shock absorber deflection (rubber or spring shock absorber) -----	100 %	100%	100%	100%	100%
Tyre deflection-----	Static	Static	Static	Static	Static
Main wheel loads (both wheels) ----- { Vr	(n-L)W	(n-L)Wb/d	(n-L)Wa'/d'	(N-LW	(n-L)W
----- { Dr	KnW	0	KnWa'/d'	KnW	0
Tail (nose) wheel loads----- { Vf	0	(n-L)Wa/d	(n-L)Wb'/d'	0	0
----- { Df	0	0	KnWb'/d'	0	0
Notes -----	(1), (3), and (4)	(4)	(1)	(1), (3), and (4)	(3) and (4)

NOTES: (1) K may be determined as follows:  $K = 0.25$  for  $W = 1361$  kg or less;  $K = 0.33$  for  $W = 2722$  kg or greater, with linear variation of K between these weights.

(2) For the purpose of design, the maximum load factor is assumed to occur throughout the shock absorber stroke from 25% deflection to 100% deflection unless otherwise shown and the load factor must be used with whatever shock absorber extension is most critical for each element of the landing gear.

(3) Unbalanced moments must be balanced by a rational conservation method.

(4) L is defined in CS-VLA 725 e).

(5) n is the limit inertia load factor, at the c.g. of the aeroplane, selected under CS-VLA 473 (d), (f), and (g).

Tabla 2: Condiciones Básicas de Aterrizaje

## 5. DETRÁS DE UN TREN DE ATERRIZAJE

### 5.1 Funciones

Un tren de aterrizaje tiene 2 funciones principales:

- Absorber la energía cinética de una aeronave mediante acumuladores y disipadores de energía.
- Facilitar maniobras y estacionamiento de la aeronave en suelo.

#### 5.1.1 Absorción de energía cinética

Toda aeronave en situación de descenso y aterrizaje tiene energía cinética compuesta por dos factores dinámicos, la masa del avión y su velocidad vertical de descenso.

Si partimos de la segunda ley de Newton que dicta:

$$F = m \cdot A$$

$$F = m \cdot \frac{dv}{dt}$$

$$F = m \cdot \left. \frac{dv}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} \right\} v$$

$$\int_{x_1}^{x_2} F \cdot dx = \int_{v_1}^{v_2} m \cdot v \cdot dv$$

Asumiendo una fuerza promedio constante correspondiente a la carga estimada aplicada al tren durante el aterrizaje.

$$\sum_{i=1}^n F_i \cdot \Delta x_i = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 \quad (1)$$

Esta ecuación se conoce como el principio del trabajo y la energía. El término izquierdo corresponde al trabajo realizado por los disipadores y acumuladores a lo largo de la compresión del gas del amortiguador (ver Figura 10) y el término derecho corresponde a la variación en energía cinética del avión. Al llegar a su posición final estática la energía cinética ha sido transformada en energía calórica y compresión del gas.

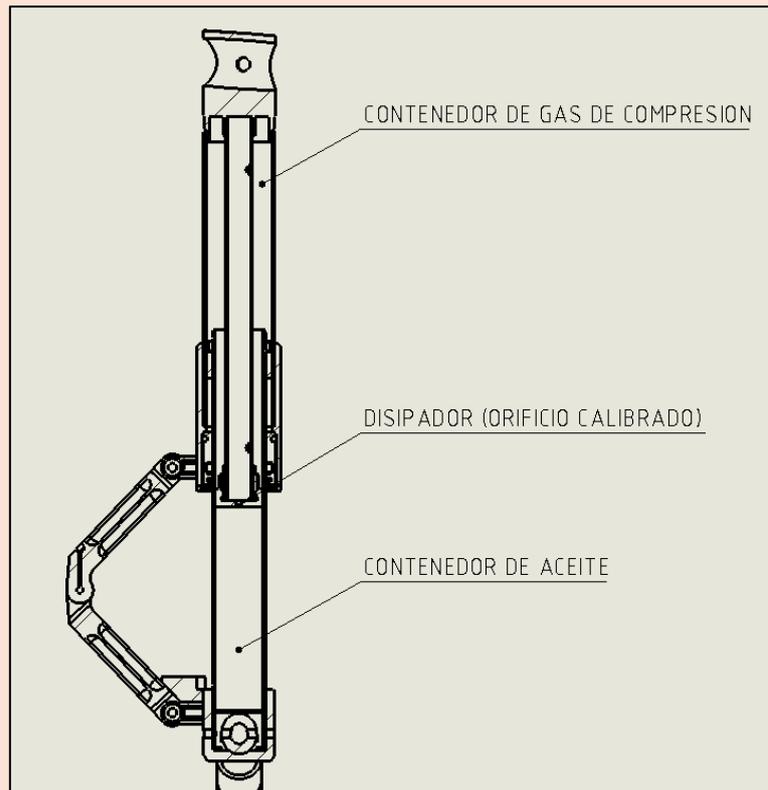


Figura 10: Disipador y Acumulador de Energía

### 5.1.2 Seguridad y Maniobrabilidad en Suelo

Es fundamental para la seguridad de la aeronave que en suelo se mantenga un mínimo de despeje entre las hélices del motor, los flaps y el suelo. Esto se logra asegurando una altura del tren adecuada en las peores condiciones: Neumáticos despresurizados y amortiguador totalmente comprimido (ver Figura 11).

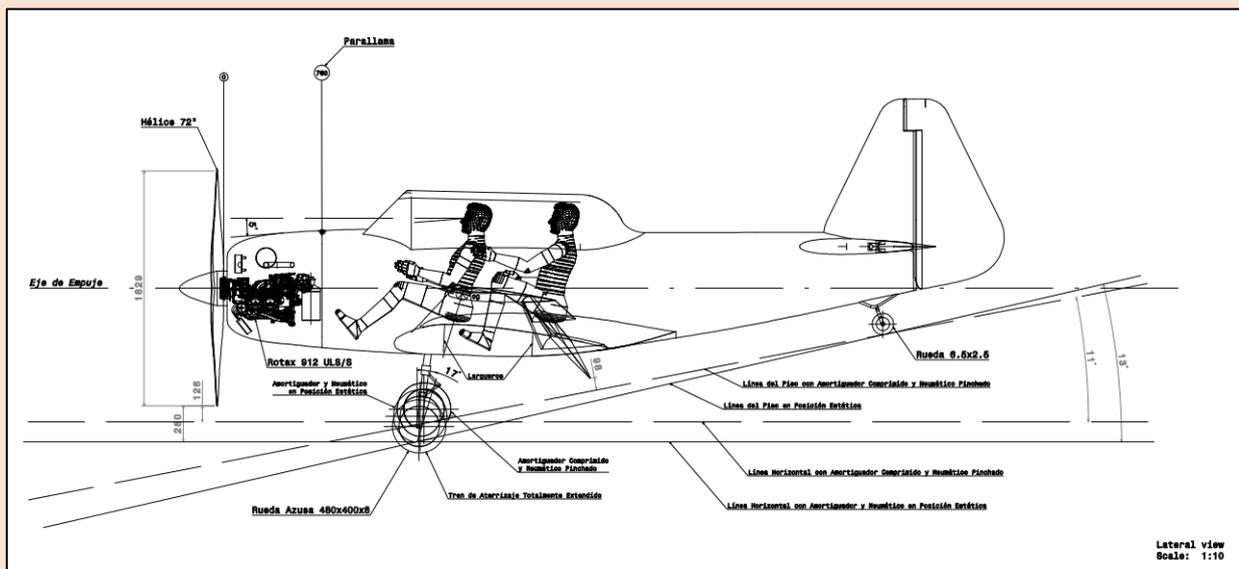


Figura 11: Despeje Mínimo (Scarpin, 2016)

La dimensión mostrada en la Figura 4 se denomina “Trocha”. Su valor influye sobre la estabilidad de las operaciones en pista de la aeronave. Mientras mayor sea la trocha mayor control de giro tendrá a velocidades altas y mayor control en aterrizaje. Esto se debe a que el centro de gravedad (posicionado detrás del tren principal) durante giros tiende a desestabilizarse acelerando el giro de cola (ver Figura 12). Mientras más atrás este situado el centro de gravedad mayor inestabilidad. Esto es inherente del tren convencional con rueda de cola.

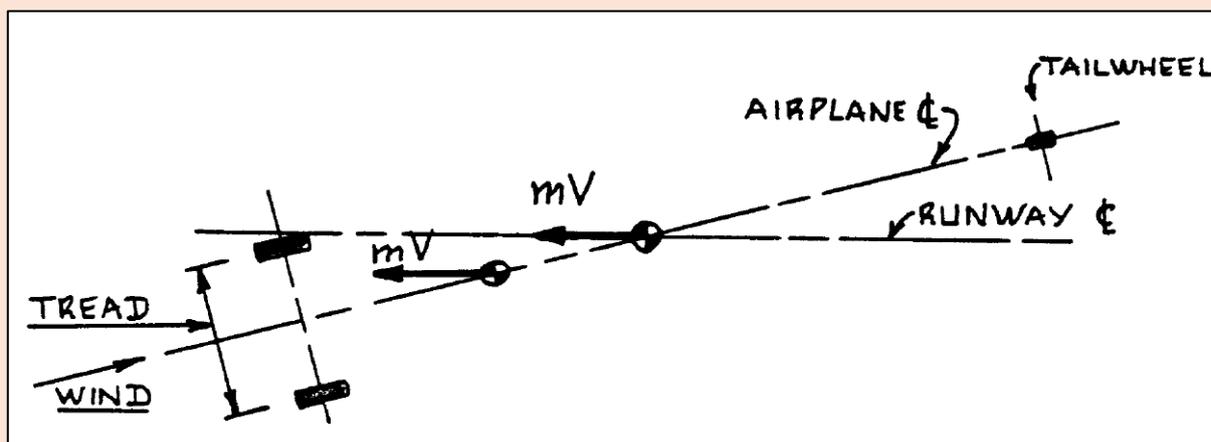


Figura 12: Momento desestabilizador (Roskam, 1985)

## 5.2 Tipos de trenes de aterrizaje

Cada estilo de tren diseñado a lo largo de la historia de la aeronáutica se ha acomodado a las necesidades funcionales de la aeronave que la porta (Ej. Aviones de carga, pista de aterrizaje en nieve, agua o arena, distancias cortas de despegue, etc.). Al comienzo de la aeronáutica, ingenieros se encontraron con la necesidad de aumentar el ángulo de ataque durante el despegue. La inclinación del avión durante el despegue facilitaba el lift y permitía despegues más cortos en terrenos donde adquirir altas velocidades para obtener el lift necesario era difícil. Por ende, el tren con rueda patín de cola. Más adelante con el avance en el conocimiento de mecánica de fluidos se desarrollaron perfiles alares que permitían mayor lift y menos necesidad de ángulos de ataque iniciales durante el despegue dando lugar al tren triciclo.

Por otro lado, la ambición de aquellos ingenieros “vanguardistas” como Howard Hughes, que siempre buscaron superar récords, llevó a la creación de aviones cada vez más grandes, fabricados de materiales innovadores y con nuevas configuraciones. Una de ellas siendo los grandes trenes multi-bogey que vemos hoy en día en el Antonov An-225.

### 5.2.1 Configuraciones normalizadas

Todos los trenes de aterrizaje existentes tienden a encuadrarse en alguna de las siguientes 6 configuraciones. Sin embargo, para aeronaves experimentales livianas, solo 2 de estas configuraciones son consideradas práctica generalizada.

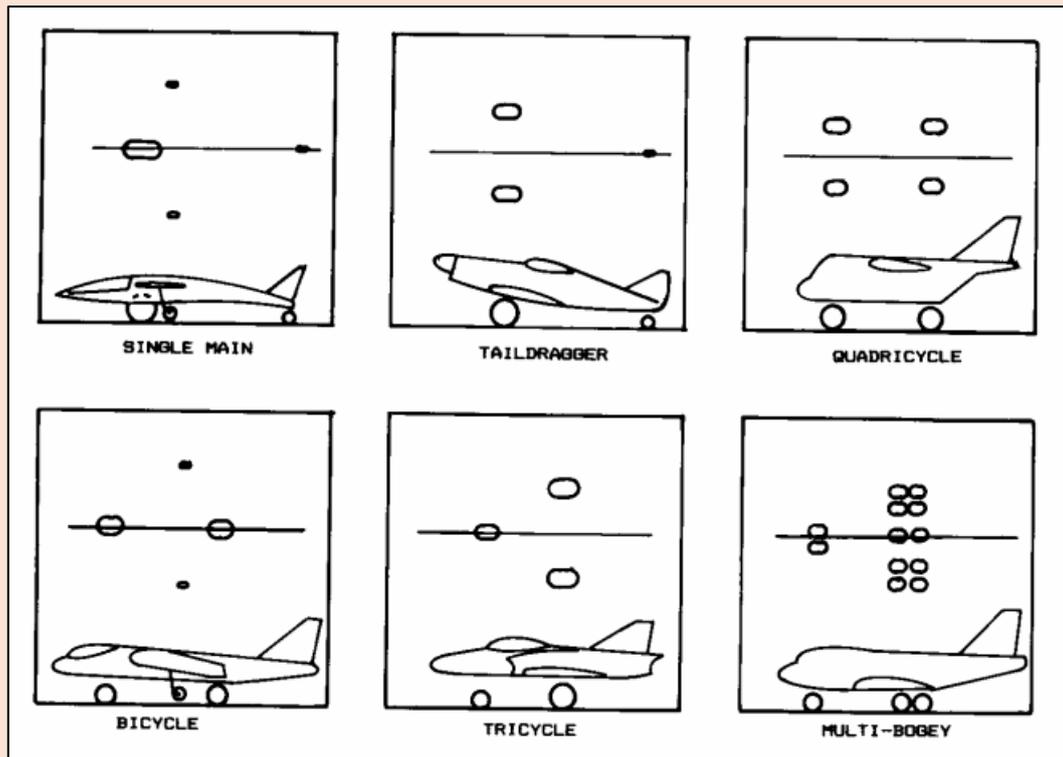


Figura 13: Disposiciones (Raymer, 1992)

### Taildragger

El más antiguo de disposiciones, el tren convencional de rueda de cola fue el primero utilizado. Contiene 2 ruedas principales y 1 rueda patín de cola. Hasta el día de hoy se encuentran aeronaves con tren convencional. Permite mayor despeje de paletas de motor, menor peso total, drag reducido y mejor lift en pistas ásperas o desiguales. Sin embargo, por la posición del centro de gravedad su operación es inestable y tiende a perder control a velocidad de taxi elevadas.

### Triciclo

Introducido posterior a la segunda guerra mundial, el tren triciclo es el más utilizado entre aeronaves modernas. Posee 2 ruedas principales por detrás del centro de gravedad más trasero y una rueda de nariz. La posición de su centro de gravedad le permite mayor estabilidad ante giros. Tiene mejor visibilidad horizontal de pista y mayor comodidad para pasajeros.

### 5.2.2 Retracción

Existen varias formas de guardar un tren de aterrizaje. En la Figura 14 se puede apreciar 6 diferentes estilos de almacenamiento. Dentro del ala, recinto en ala, recinto en fuselaje, dentro del fuselaje, dentro de góndola y compuesto fuselaje/ala.

#### Posibles posiciones de tren retraído

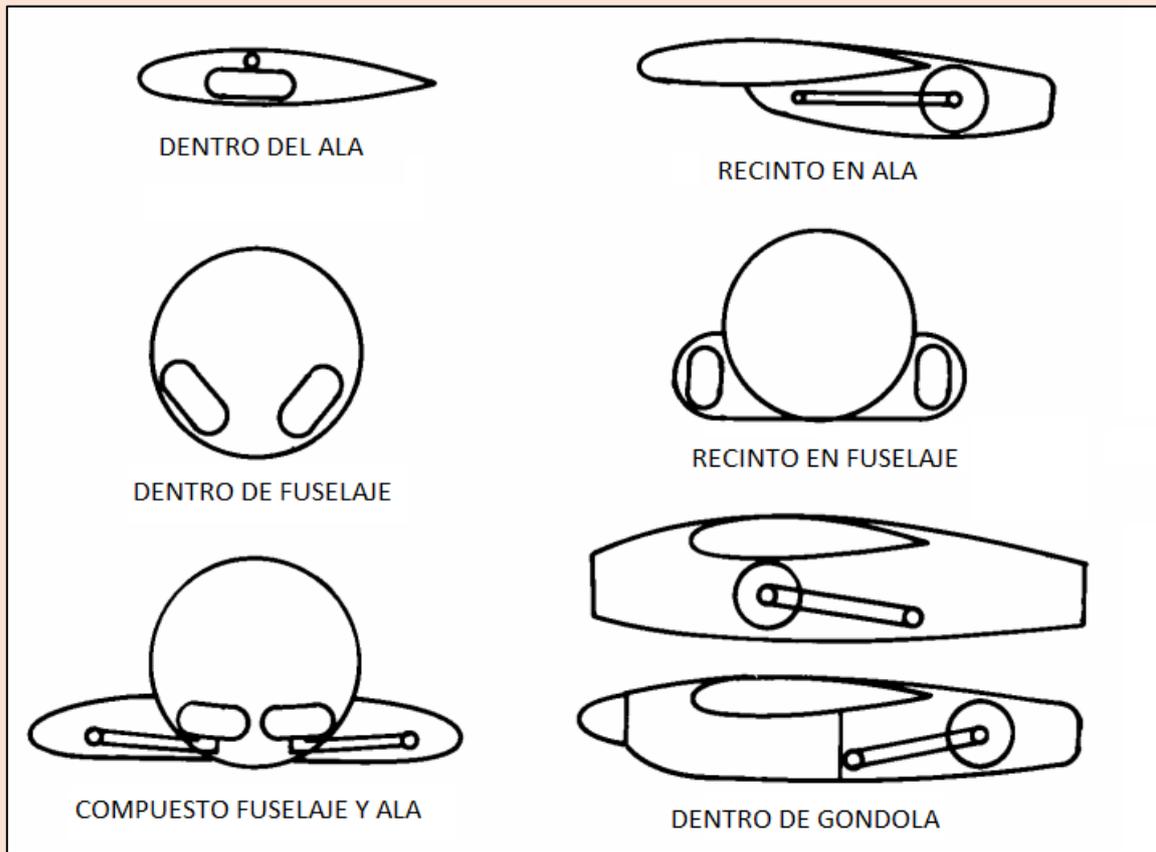


Figura 14: Posiciones de Retracción de Tren (Raymer, 1992)

De las posibles posiciones de almacenamiento del tren (Figura 14), el que se utilizará para esta aeronave es la versión compuesta fuselaje y ala. Esta guarda la sección principal (amortiguador) dentro de las alas y la rueda queda alojada en un habitáculo agregado mayormente ocupando el fuselaje y en parte las alas.

La razón por la que no se guarda el tren completamente dentro del ala es que simplemente las dimensiones de la rueda, la trocha y la posición extendida adelantada de la rueda no lo permiten. Sumado a eso, se debe mantener espacio dentro del ala para alojar el tanque de combustible. Esto lleva a tener que alojar parte del tren dentro del fuselaje.

### 5.2.3 Mecanismos

Otro componente que varía entre configuraciones de tren son los mecanismos. La simplicidad y la creatividad entran en conflicto a la hora de diseñar. Por un lado, la simplicidad ayuda a abaratar costos de fabricación y mantenimiento al reducir la cantidad de partes móviles. Por otro la creatividad le permite al diseñador solucionar más libremente aquellos problemas que van surgiendo a medida que avanza el proceso de diseño.

Simplicidad en este proyecto es una prioridad por lo tanto de tantas alternativas se consideraron 3 mecanismos. Los mismos se pueden ver en la Figura 15. Un amortiguador partido cuyas secciones se pliegan uno con el otro al ascender, reduciendo el espacio ocupado por el amortiguador. Un eslabón partido cuyo plegado es parecido al amortiguador partido, reduciendo el espacio ocupado por el mecanismo. Por último el eslabón corredera que ofrece menos partes móviles.

#### Posibles mecanismos

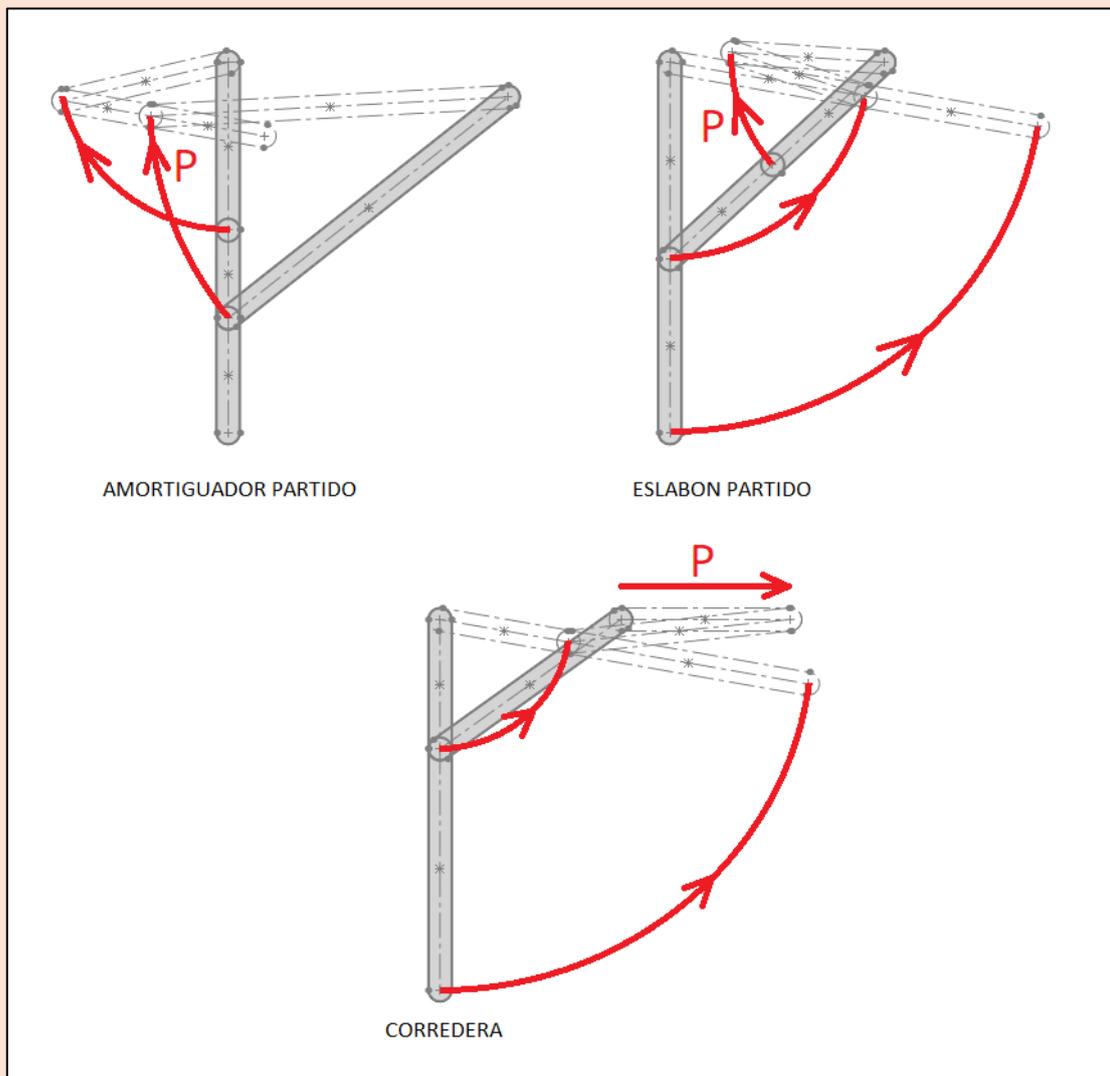


Figura 15: Mecanismos de Retracción

De las 3 opciones seleccionadas la que más coincide con el alojamiento y las posiciones iniciales y finales del amortiguador es la de eslabón partido.

### 5.3 Motores de Retracción

Existen tres opciones y dos motorizaciones del movimiento para mecanismos de retracción: Mecánicos, eléctricos e hidráulicos. Tornillos de potencia actuados manualmente, actuadores lineales eléctricos y pistones hidráulicos.

#### 5.3.1 Manual

Generalmente consiste en una palanca conectado a un sistema de poleas y engranajes que giran un tornillo de potencia para extender y retraer el tren. El sistema de engranajes permite una reducción de esfuerzos en la palanca a costo de alta cantidad de revoluciones.

Otras versiones incluyen un sistema de bombeo hidráulico manual o una palanca criquet.

Estos métodos de motorización son en general de mucho peso y como bien se sabe también se necesitan de esfuerzo manual del piloto. Se quiere evitar que sea manual para que el piloto pueda centrar su atención en el comando de vuelo.

#### 5.3.2 Eléctrico

Utilizando la fuente eléctrica, ya presente en el avión, se acciona un motor eléctrico generalmente de corriente continua para rotar automáticamente un tornillo de potencia. Este tornillo mueve el pistón conectado al mecanismo.

Los motores eléctricos y tornillos de potencia vienen en un conjunto que se llama servo-actuador eléctrico. Se alimentan con 12-24 Vcc. Poseen un potenciómetro que permite al piloto ver la posición del actuador en tiempo real. Este método es altamente favorable ya que hace uso de la fuente eléctrica ya presente y son en general reducidos en tamaño y peso. Además le permite al piloto ocupar su atención en los comandos de vuelo.

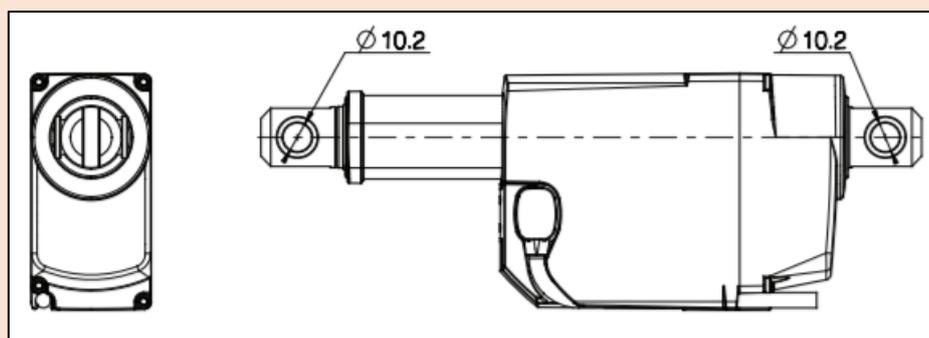


Figura 16: Servo-Actuador Eléctrico (LINAK, 2018)

#### 5.3.3 Hidráulico

En caso de poseer una fuente de presión oleo hidráulica, el mismo puede ser utilizado para mover un actuador hidráulico. Posee válvulas direccionales que dirigen la presión tanto para extender como para retraer el tren. Sin embargo, para el uso de este tipo de actuadores se necesita una fuente de presión hidráulica y por ende todos los sistemas hidráulicos involucrados que contribuyen sustancialmente al peso del conjunto Tren.

#### 5.4 Posiciones de retracción y extensión

Ambas posiciones deben mantener el centro de gravedad de la aeronave en una posición que no complique tanto operación en taxi como en vuelo. Al mismo tiempo deberá entrar en el alojamiento que no interfiera con la estructura de las alas o del fuselaje.

En la Figura 17 se puede ver el tren en posición retraída y se aprecia el alojamiento agregado para acomodarlo.

Se requiere una altura de 1075 mm entre el eje de empuje y el suelo durante el despegue y aterrizaje. Esto permite una distancia mínima ("clearance") de seguridad para que la hélice del motor no toque el suelo. Ver Figura 19.

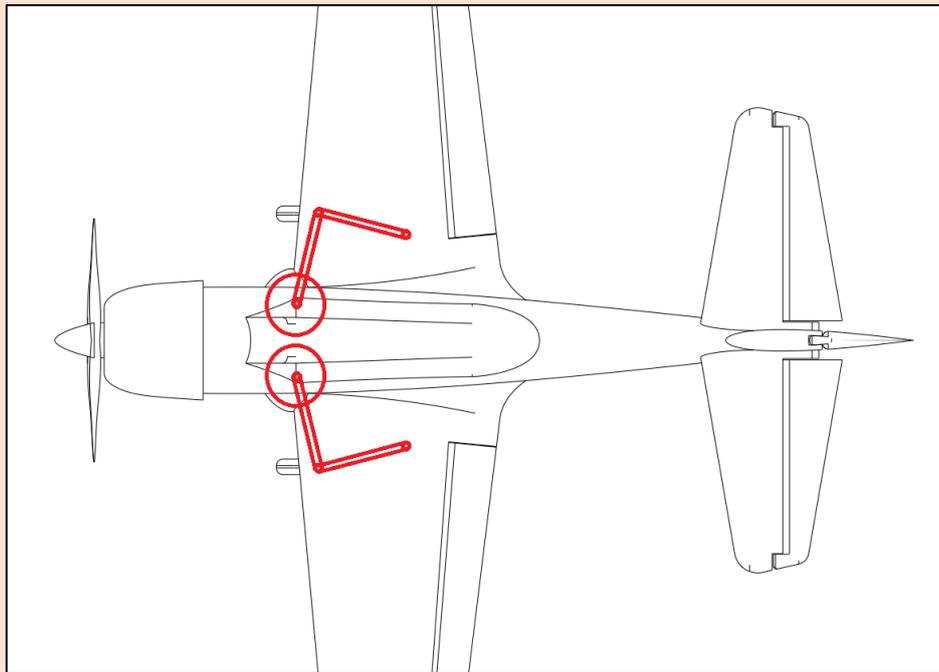


Figura 17: Vista de Planta (Tren Retraído)

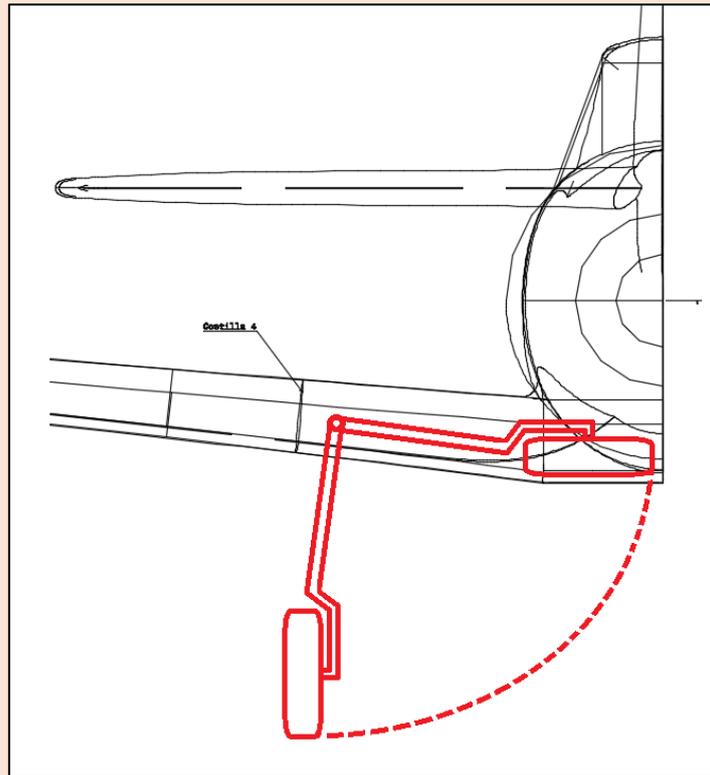


Figura 18: Vista Frontal (Extensión)

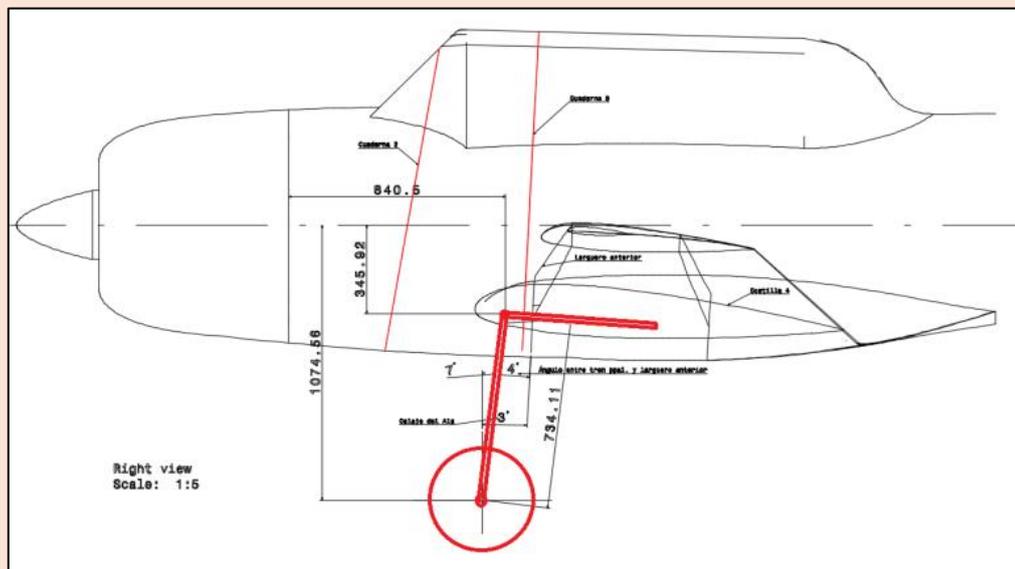


Figura 19: Vista Lateral (Altura/Longitud/Angulo de Amortiguador)

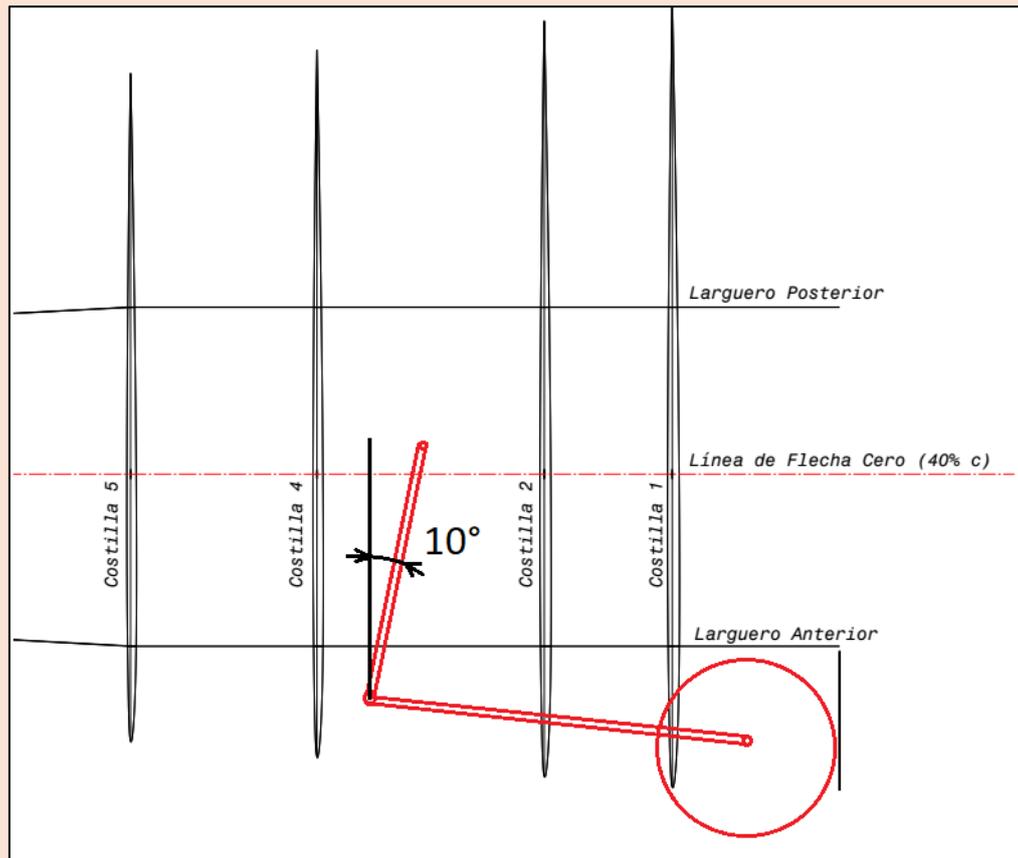


Figura 20: Vista de Planta (Angulo de Eje Pívor)

Como el ángulo de 7 grados indicado en la Figura 19 no es suficiente para garantizar el alojamiento del tren, se agrega un ángulo de 10 grados (Figura 20) facilitando el alojamiento del mismo por delante del larguero anterior. La combinación de estos ángulos conjuntamente mantiene el centro de gravedad dentro de los ángulos previstos en la Figura 9.

## 5.5 Componentes de tren

El tren está constituido por un eje pívot, un amortiguador, y una cubierta. Estos tres componentes se unen mediante un muñón y un fleje. Ver Figura 21.

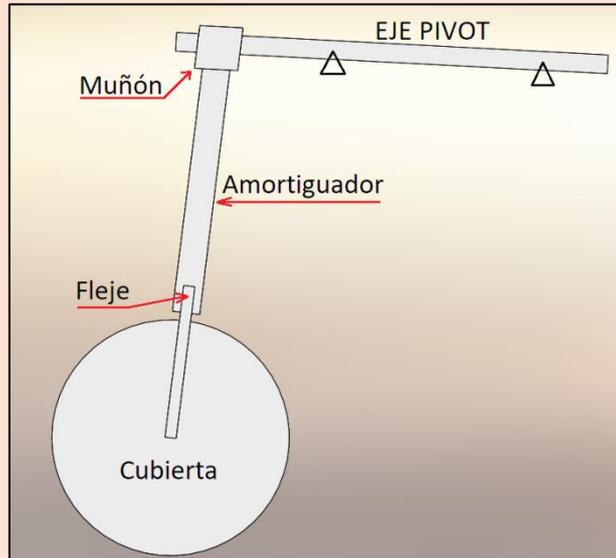


Figura 21: Componentes del tren

### 5.5.1 Muñón

Se busca como función principal del muñón conectar el eje de pívot del tren con el tubo externo y el tubo de pistón del amortiguador. Para esto se deben cumplir una compleja combinación de ángulos. Los mismos son,  $3^\circ$  entre el eje de pívot y la horizontal,  $7^\circ$  entre el eje del amortiguador y la vertical y finalmente  $10^\circ$  entre el eje de pívot y el eje de empuje del avión (Figura 20). En la Figura 22 se ve una sección de corte de una versión inicial del muñón.

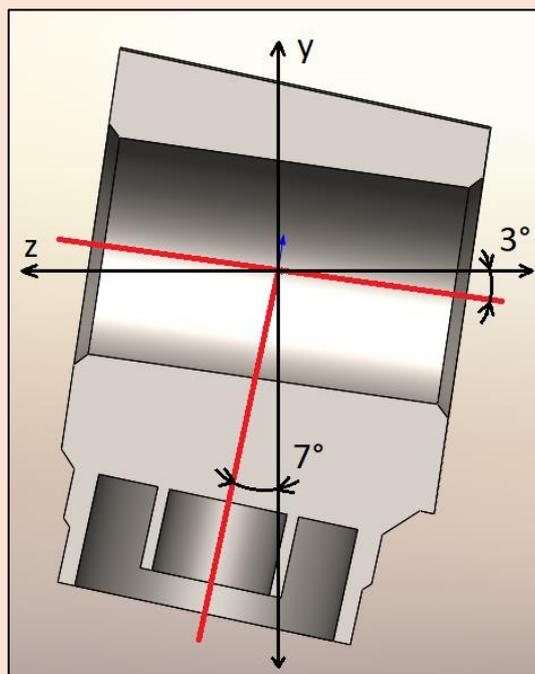


Figura 22: Muñón

El mismo tiene una espiga que lo fija al eje pivót. Pasa por el centro de coordenadas. El pistón y tubo externo del amortiguador se unen al muñón mediante cordones de soldadura.

## 5.5.2 Amortiguador

### 5.5.2.1 Concepto

A partir de un modelo utilizado por el Pazmany PL-2 diseñado en el año 1964 por Ladislao Pazmany, se deriva un modelo adaptado para el DL-22. La masa y la superficie alar del PL-2 son similares al DL-22, 570 Kg y 10 m<sup>2</sup> respectivamente. Por lo tanto las cargas de diseño serán similares. Sin embargo, se modifica el largo del amortiguador, la conexión de amortiguador a la llanta y se le agrega la posibilidad de retraer el tren de aterrizaje.

El diseño adaptado consiste en dos cámaras, una contiene aceite y la otra contiene aceite y gas de compresión (Figura 23). Entre las dos cámaras existe un orificio calibrado que regula el flujo de aceite de una cámara a la otra. En la Figura 24 se puede apreciar las dimensiones del orificio (cobre).

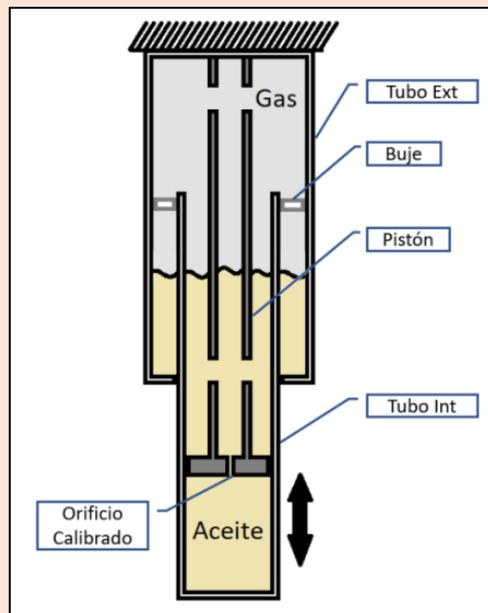


Figura 23: Esquema funcional del amortiguador

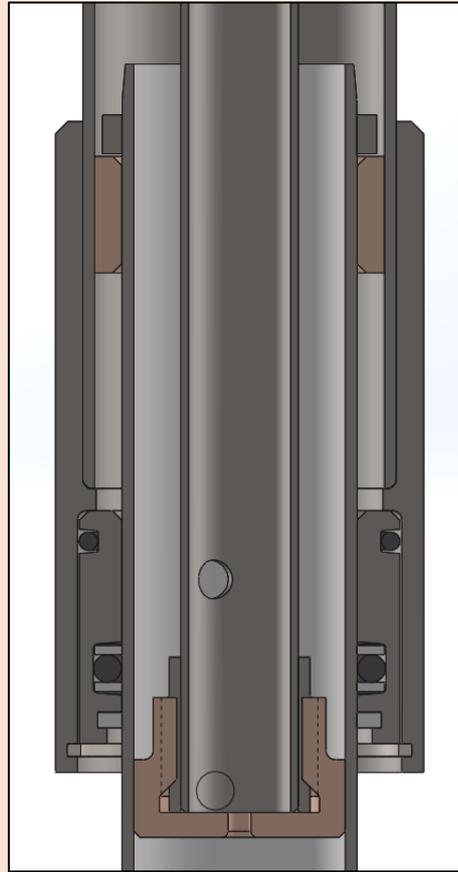


Figura 24: Modelo Diseño CAD

En el instante en que la rueda toca tierra el tubo intermedio asciende forzando el aceite a través del orificio calibrado. Simultáneamente el gas presente en la cámara superior se comprime absorbiendo la energía de descenso de la aeronave. Tanto la presión inicial del gas como la calibración del orificio definen la respuesta del amortiguador. Los mismos se calibran en taller, a gusto del cliente.

#### 5.5.2.2 Calibración del amortiguador

La respuesta de amortiguador a la carga aplicada por el peso de la aeronave durante el aterrizaje se puede analizar modelando el sistema de la siguiente forma:

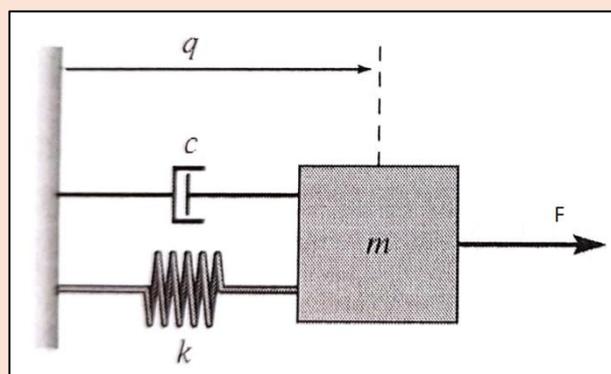


Figura 25: Modelo del sistema (Aström & Murray, 2009)

Donde  $q$  es el desplazamiento del amortiguador,  $c$  es el orificio calibrado,  $k$  es el componente recuperable de la compresión del gas,  $m$  es la mitad de la masa de la aeronave y  $F$  es la carga aplicada.

La ecuación característica del sistema es:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = u$$

En forma canónica:

$$\ddot{x} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = x_\infty \cdot \omega_0^2 \cdot u$$

Cuya solución según (Aström & Murray, 2009) es:

$$x(t) = \frac{F}{k} \left[ 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot \sin(\omega_d t + \varphi) \right] \tag{2}$$

Graficado  $y = \frac{k}{F} \cdot x(t)$ :

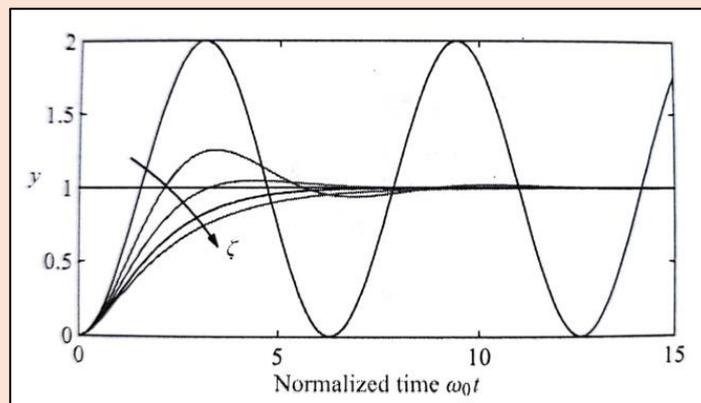


Gráfico 1: Step Response (Aström & Murray, 2009)

Tabla 3: Propiedades del Step Response (Aström & Murray, 2009)

Property	Value	$\zeta = 0.5$	$\zeta = 1/\sqrt{2}$	$\zeta = 1$
Steady-state value	$k$	$k$	$k$	$k$
Rise time	$T_r = 1/\omega_0 \cdot e^{\varphi/\tan \varphi}$	$1.8/\omega_0$	$2.2/\omega_0$	$2.7/\omega_0$
Overshoot	$M_p = e^{-\pi\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}}$	16%	4%	0%
Settling time (2%)	$T_s \approx 4/\zeta \omega_0$	$8.0/\omega_0$	$5.9/\omega_0$	$5.8/\omega_0$

Donde:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3}$$

$$\zeta = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \tag{4}$$

Según la Tabla 3 y la ecuación 3, para reducir el “overshoot” o sobrepaso se debe aumentar el amortiguamiento disminuyendo “c” (relativo al diámetro de orificio) o reduciendo “k” (presión inicial del gas). Aumentando “k” a la vez incrementa la frecuencia natural y reduce el “Settling Time” (tiempo de

rebote). Esta respuesta se puede ver en el Gráfico 1, donde el rebote es evidente cuando  $\zeta$  es pequeña y a medida que incrementa hay menos rebote. Estos son los parámetros de calibración que en taller se deben variar para obtener el performance deseado.

### 5.5.2.3 Fleje

El fleje une el amortiguador y el eje de la cubierta. Debe ser suficientemente rígido para soportar las cargas sobre el tren. Por razones estéticas se elige una unión lateral. Por simplicidad se usan tubos de

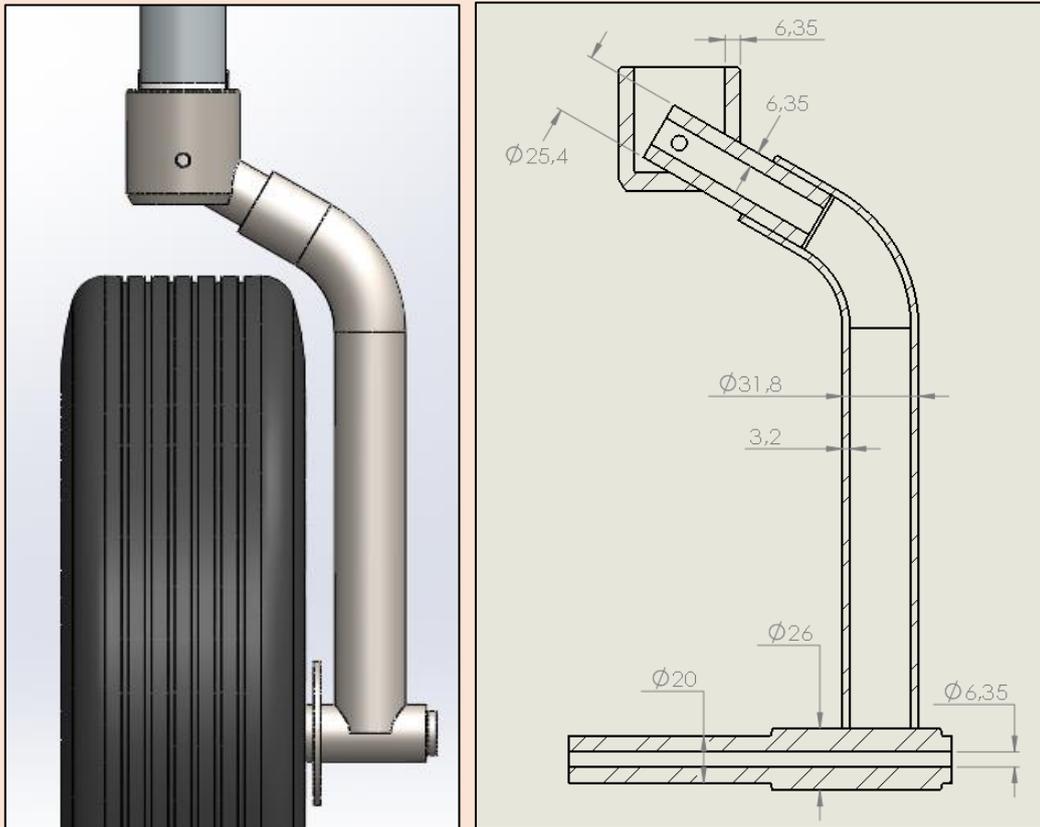


Figura 26: Fleje

## 5.5.3 Acople Mecanismo/Amortiguador

La Figura 27 muestra lo que es el diseño del acople entre el conjunto amortiguador y el mecanismo que lo retrae y extiende. Se busca un fácil armado y una robustez que soporte las cargas críticas axiales del mecanismo. El armado esta numerado en la correspondiente figura.

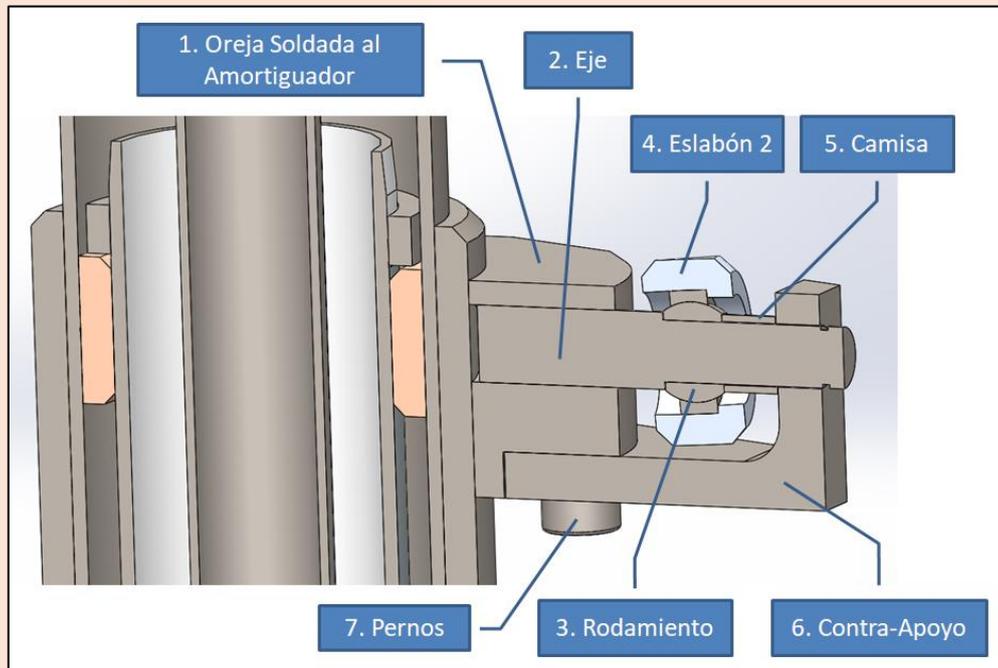


Figura 27: Acople Mecanismo/Amortiguador

## 6. MEMORIA DE CÁLCULO

Casos de aterrizaje:

Durante el aterrizaje existen 3 condiciones de aproximación al suelo. Aterrizaje cola abajo (Figura 29), aterrizaje nivelado (Figura 28) y aterrizaje con viento cruzado (Figura 30). A cada una le corresponde cargas diferentes sobre el tren de aterrizaje. Las pertinentes a este análisis son las de aterrizaje nivelado y el de viento cruzado como se puede ver en la *Tabla 5*.

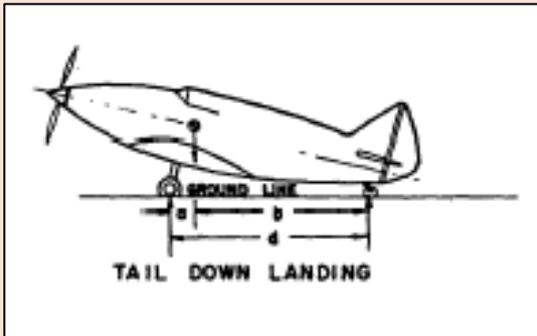


Figura 29: Aterrizaje cola abajo

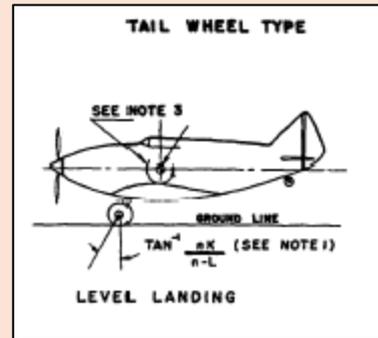


Figura 28: Aterrizaje Nivelado

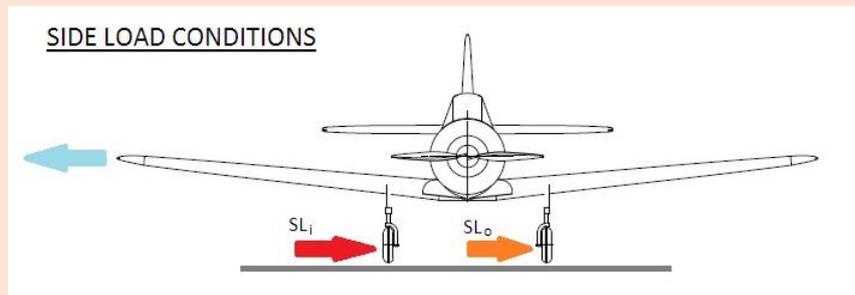


Figura 30: Condición de aterrizaje con viento de costado

### 6.1 Cálculo de parámetros importantes

Máxima Velocidad de Descenso:

$$V_{m\acute{a}x} = 0.5 \cdot \left( \frac{M_{MTOW} \cdot g}{S} \right)^{1/4}$$

Deflexión mínima de amortiguador:

Utilizando la ecuación (1)

$$\sum_{i=1}^n F_i \cdot \Delta x_i = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2$$

Si  $v_2=0$  entonces la ecuación se convierte en

$$F_v \cdot \eta_{total} \cdot |\Delta x_{total}| = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{M_{MTOW}}{2} \right) \cdot V_{m\acute{a}x}^2$$

$$\eta_{total} \cdot |\Delta x_{total}| = \frac{M_{MTOW} \cdot V_{m\acute{a}x}^2}{4 \cdot F_v}$$

$$\eta_{total} \cdot |\Delta x_{total}| = \eta_{cubierta} \cdot |\Delta x_{cubierta}| + \eta_{amort} \cdot |\Delta x_{amort}|$$

Según datos proporcionados por (Pazmany, 1984) para cubierta de aprox. 440 mm diámetro estándar.

$$\eta_{cubierta} \cdot |\Delta x_{cubierta}| = 0.47 \cdot 108 \text{ mm} = 50.76 \text{ mm}$$

$$|\Delta x_{amort}| = \frac{50.76 \text{ mm} - \eta_{total} \cdot |\Delta x_{total}|}{\eta_{amort}}$$

Tabla 4: Tabla de Datos

DATOS:	Valor	Unidad
Superficie Alar (S) (Scarpin, 2016)	11,18	m2
Máximo Peso de Despegue (MTOW)	650	Kg
Lift Ratio (L = Lift/W)	0,667	g
Gravedad (g)	9,81	m/s2
Factor de Carga Inercial Limite (n) (Pazmany, 1984)	3	g
Limit Ground Reaction Load Factor (n-L)	2,33	g
Factor K (<1361 Kg)	0,25	-
a	531	mm
b	3119	mm
d	3650	mm
Eficiencia de neumático (ηt) (Pazmany, 1984)	0,47	-
Eficiencia de amortiguador (ηs) (Pazmany, 1984)	0,75	-

Tabla 5: Cálculo de Deflexión mínima del Amortiguador y Cargas

CALCULOS				
Máxima velocidad en descenso [m/s]	Energía Cinética en descenso [Joule]	Deflexión total S [mm]	Deflexión del Neumático (St) [mm]	Deflexión del Amortiguador [mm] (Ss) Ss= (η*S-ηt*St)/ηs
2,49	2018,80	135,69	50,76	113
	Cargas Verticales [N]	Cargas Drag [N]	Cargas Entrantes (SLi) [N]	Cargas Salientes (SLo) [N]
Level Landing Conditions	7439	2391	0	0
Tail-Down Landing Conditions	6357	0	0	0
Side Load Conditions	4240	0	3188	2104

Estos son los esfuerzos que se utilizarán para dimensionar las piezas críticas tanto del amortiguador como el mecanismo.

## 6.2 Esfuerzos en muñón

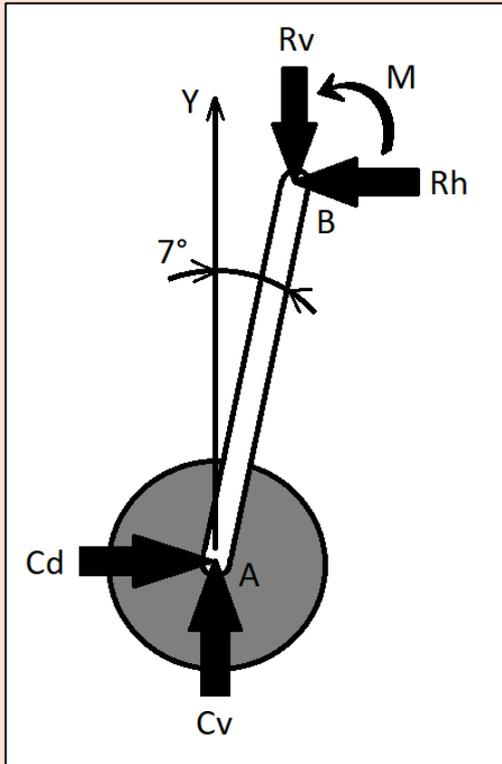


Figura 31: Diagrama Cuerpo Libre (Amortiguador/Rueda)

$C_v$  (Carga Vertical) y  $C_d$  (Carga Drag) calculada por normas de diseño CS-VLA (Apéndice C – Basic Landing Conditions).

Buscando equilibrio de fuerzas en dirección vertical:

$$\sum F_y = C_v - R_v = 0$$

$$R_v = C_v$$

Equilibrio de fuerzas en dirección horizontal de empuje:

$$\sum F_x = C_d - R_h = 0$$

$$R_h = C_d$$

Equilibrio de momentos respecto de punto B:

$$\sum M_B = -M + C_v \cdot L \cdot \sin \theta - C_d \cdot L \cdot \cos \theta = 0$$

$$C_v \cdot L \cdot \sin \theta - C_d \cdot L \cdot \cos \theta = M \quad (5)$$

$$C_v = 7439 \text{ N}$$

$$C_d = 2391 \text{ N}$$

$$L = 740 \text{ mm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (5):

$$M = 1085277 \text{ Nmm}$$

Presión máxima interna del amortiguador:

La presión no debe superar la máxima, definido por la siguiente ecuación

$$P = \frac{\sigma_t \cdot t}{r} = \frac{435 \text{ MPa} \cdot 1.9 \text{ mm}}{23.5 \text{ mm}} = 35.17 \text{ MPa} = 5100 \text{ PSI}$$

Donde las tensiones circunferenciales superarían la tensión máxima admisible del material.

Despreciando los espesores de los tubos, el área total de contacto entre el aceite y el gas es de

$$A_{total} = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (47 \text{ mm})^2}{4} = 1735 \text{ mm}^2$$

La carga vertical máxima que produce una tensión circunferencial crítica sería:

$$Cv_{max} = P \cdot A_{total} = 35.17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1735 \text{ mm}^2 = 61 \text{ KN} \cong 6.1 \text{ Tn}$$

La misma sobra las cargas contempladas en este diseño. Aproximadamente 8.2 veces mayor.

### 6.3 Esfuerzos en Eje Pívor

El eje pivot es el tubo donde girará el tren.

A continuación se realiza un diagrama de cuerpo libre del eje pivot (Figura 32) utilizando los esfuerzos resultantes del análisis del amortiguador. M y P actúan sobre el extremo izquierdo donde se encuentra el muñón. Las reacciones Ra y Rb corresponden a los apoyos articulados ubicados en los largueros anterior y falso.

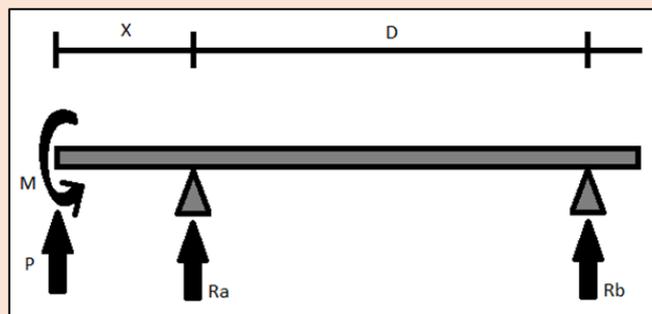


Figura 32: Diagrama Cuerpo Libre (Eje Pívor)

Equilibrio de fuerzas en dirección vertical:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= P + R_a + R_b = 0 \\ R_a &= -(P + R_b) \end{aligned} \quad (6)$$

Equilibrio de momentos respecto al punto A:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= -M + P \cdot x - R_b \cdot D = 0 \\ R_b &= \frac{P \cdot x - M}{D} \end{aligned} \quad (7)$$

$$R_a = -\left(\frac{P \cdot D - M + P \cdot x}{D}\right) = -\left(\frac{P \cdot (D + x) - M}{D}\right)$$

Tensiones máximas admisibles por flexión:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{M_x \cdot r_{ext}}{I_{ZZ}}$$

$$M_x = P \cdot x - M$$

$$S = \frac{P \cdot x - M}{\sigma_{adm}} \leq \frac{I_{ZZ}}{\frac{d_{ext}}{2}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (d_{ext}^4 - (d_{ext} - 2 \cdot e)^4)}{d_{ext} \cdot 64}$$

$$\frac{P \cdot x - M}{\sigma_{adm}} \leq \frac{2 \cdot \pi \cdot (d_{ext}^4 - (d_{ext} - 2 \cdot e)^4)}{d_{ext} \cdot 64}$$

$$P = C_v = 7439 \text{ N}$$

$$M = 1085277 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{adm} = 620 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad x = 108 \text{ mm}$$

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot (d_{ext}^4 - (d_{ext} - 2 \cdot e)^4)}{d_{ext} \cdot 64} \geq 455 \text{ mm}^3 \quad (8)$$

Para el tubo del eje principal de pivót el diámetro exterior y el espesor del mismo deben cumplir la condición previa. De este modo se asegura que las tensiones normales de flexión no llegaran a superar la máxima admisible del material utilizado.

El diseño del muñón, la necesidad del cliente y la estandarización del producto lleva a seleccionar un tubo T1-3/8X.188. El mismo tiene un diámetro externo de 34.93 mm y un espesor de 4.78 mm. Reemplazando estos valores en la ecuación 8 de la memoria de cálculo, corresponde a un  $S = 3017 \text{ mm}^3$  el cual supera los  $455 \text{ mm}^3$  requeridos.

Sin embargo, el cliente requiere minimizar la contribución de peso del tren, por lo tanto, el eje de pivót se secciona en dos tubos. Reduciendo diámetro y espesor donde no sea necesario.

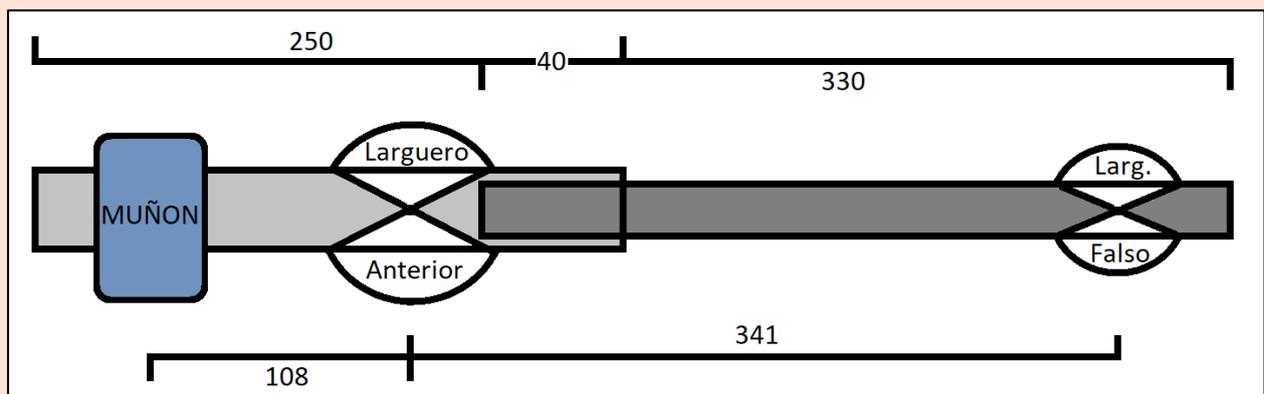


Figura 33: Dimensiones (Eje Pívot)

Como las tensiones de flexión son máximas en el apoyo del larguero anterior se mantiene la misma dimensión de tubo. Se sigue utilizando tubos T1-3/8X.188 de 250 mm de largo. Las tensiones

bajan a medida que se acerca al larguero “falso”. Por lo tanto, se reduce la dimensión del tubo a T1X.156 de 330 mm de largo (ver Figura 33). El mismo tiene un diámetro externo de 25.4 mm y un espesor de 3.96 mm. Para las dimensiones del tubo secundario el valor de S es 1248 mm<sup>3</sup> es cual supera los 455 mm<sup>3</sup>.

Ranura para Seeger:

Dimensiones:

$$\begin{aligned} D &= 35\text{mm} & h &= 1\text{ mm} \\ d &= 25.4\text{ mm} & r &= 0.1\text{ mm} \end{aligned}$$

Asumiendo un momento aplicado igual a

$$|M_x| = |P \cdot x - M| = 282\text{ Nmm}$$

$$\sigma_{max} \geq K \cdot \frac{M_x}{S}$$

Donde 
$$K = C_1 + C_2 \cdot \left(\frac{2h}{D-d}\right) + C_3 \cdot \left(\frac{2h}{D-d}\right)^2 + C_4 \cdot \left(\frac{2h}{D-d}\right)^3 \quad (\text{BUDYNAS \& YOUNG, 2002})$$

Tabla 6: Constantes de Factor de Concentración

	$0.25 \leq h/r \leq 2.0$	$2.0 \leq h/r \leq 50.0$
$C_1$	$0.455 + 3.354\sqrt{h/r} - 0.769h/r$	$0.935 + 1.922\sqrt{h/r} + 0.004h/r$
$C_2$	$0.891 - 12.721\sqrt{h/r} + 4.593h/r$	$-0.552 - 5.327\sqrt{h/r} + 0.086h/r$
$C_3$	$0.286 + 15.481\sqrt{h/r} - 6.392h/r$	$0.754 + 6.281\sqrt{h/r} - 0.121h/r$
$C_4$	$-0.632 - 6.115\sqrt{h/r} + 2.568h/r$	$-0.138 - 2.876\sqrt{h/r} + 0.031h/r$

Como  $\frac{h}{r} = \frac{1\text{ mm}}{0.1\text{ mm}} = 10$

$$K = 4.58 \rightarrow \sigma_{max} = 4.58 \cdot \frac{281865\text{ Nmm}}{2152\text{ mm}^3} = 600\text{ MPa}$$

El valor de tensiones no supera la máxima del material de los tubos Aircraft Spruce de 620 MPa.

## 6.4 Mecanismo de Retracción

### 6.4.1 Posiciones del tren

Ya se saben cuáles serán las posiciones iniciales y finales del conjunto Eje pivót y Amortiguador/Fleje/Rueda. Para diseñar el amortiguador se necesita una tercera posición intermedia.

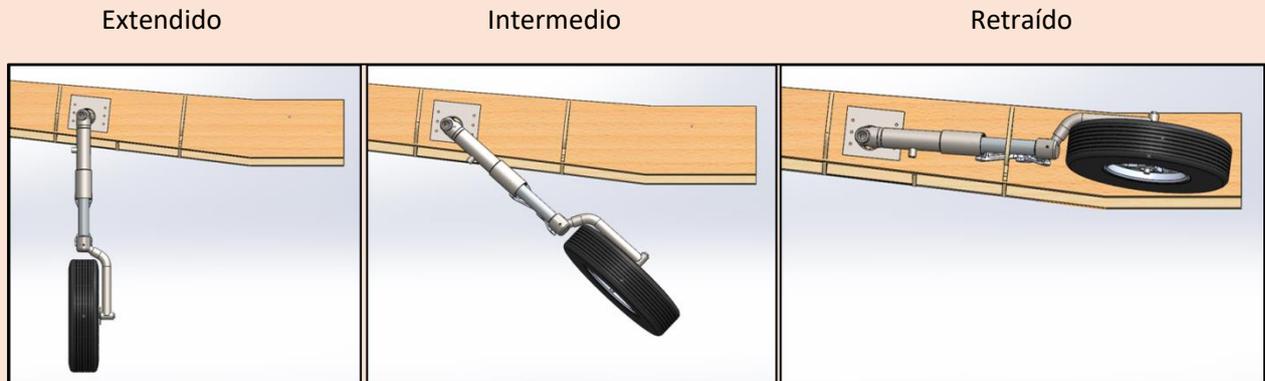


Figura 34: Posiciones del Tren de Aterrizaje

### 6.4.2 Síntesis del mecanismo

Para el síntesis del mecanismo el tren se lo pasa por las 3 posiciones mencionadas (Extendido, Intermedio y Retraído) como se puede ver en la Figura 34. En la Figura 35 se puede ver el esquema diseñado el cual posee 5 eslabones.

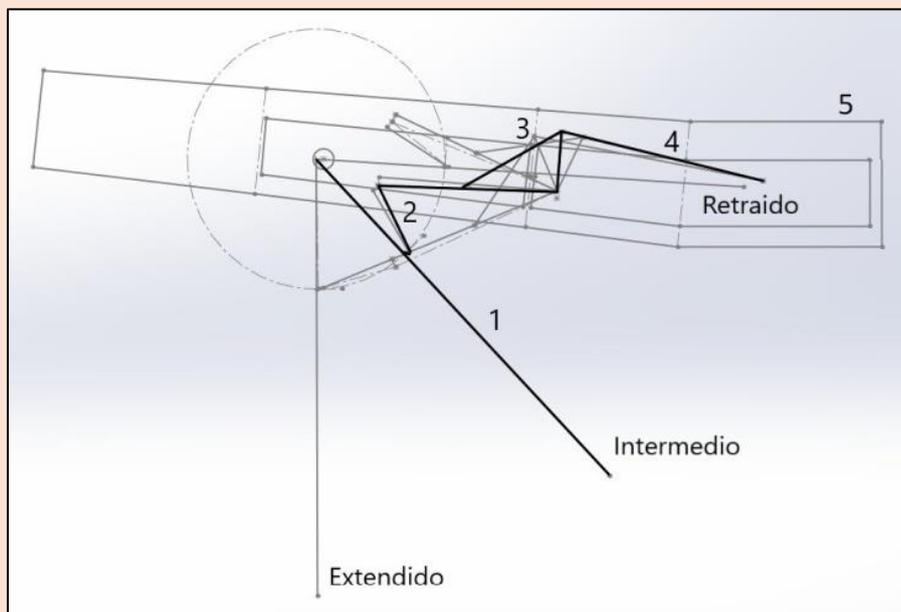


Figura 35: Vista Frontal (Esquema de mecanismo)

1. Conjunto Amortiguador y Rueda
2. Tijera Inferior (biela)
3. Tijera Superior (3 puntos)
4. Actuador Eléctrico
5. Larguero Anterior (Anclajes)

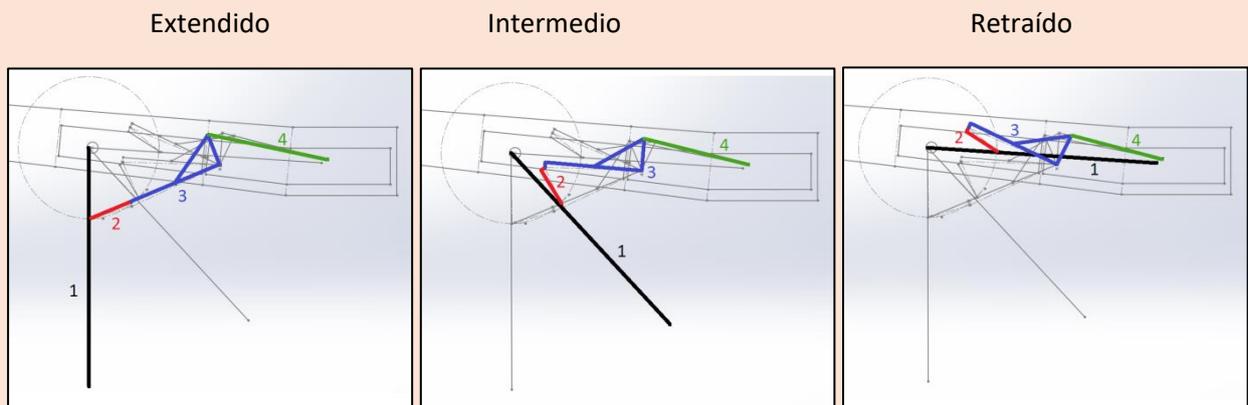


Figura 36: Posiciones de mecanismo

Se puede ver en la Figura 36 como se deben mover los eslabones para transportar el eslabón 1: Amortiguador y Rueda hacia su posición de retracción. Esta síntesis se llevó a cabo utilizando herramientas de dibujo de SolidWorks. Fijando los movimientos del eslabón 1, estableciendo las formas de cada eslabón y variando sus dimensiones para cumplir los criterios que se mencionaran a continuación.

### 6.4.3 Criterios de diseño de mecanismo

Los criterios que definen el largo de los eslabones son los numerados en la Figura 37.

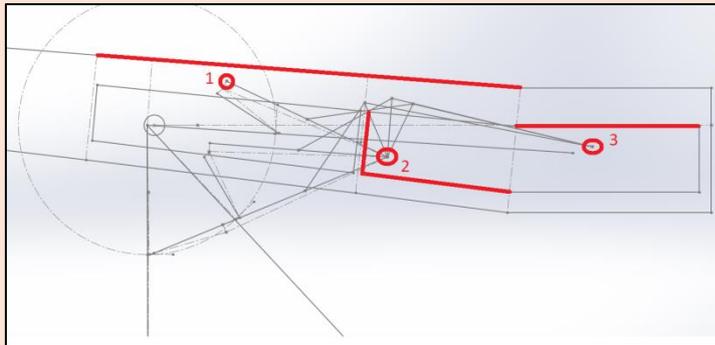


Figura 37: Vista Frontal (Criterios de Diseño)

1. Distancia mínima de contacto con el borde superior del larguero anterior.
2. Distancia normal mínima entre anclaje de Tijera Superior y Costilla 1/Platabanda Inferior.
3. Distancia normal mínima entre anclaje del Actuador Eléctrico y la Platabanda Superior

Usando los criterios 1 y 2 se definen aproximadamente los largos de los eslabones 2 y 3, 126 mm y 300 mm correspondientes. Esto se realiza mediante prueba y error variando los largos para respetar los criterios antes mencionados. El criterio 3 define el modelo del actuador, tanto el largo inicial como su carrera.

4. En la Figura 38 se puede ver el eslabón 2 en la posición intermedia y retraída. Debido al ángulo continuamente cambiante entre el eslabón 1 y 2 al igual que 2 y 3, las uniones entre los mismos deben ser articuladas. Se colocan rodamientos esféricos.

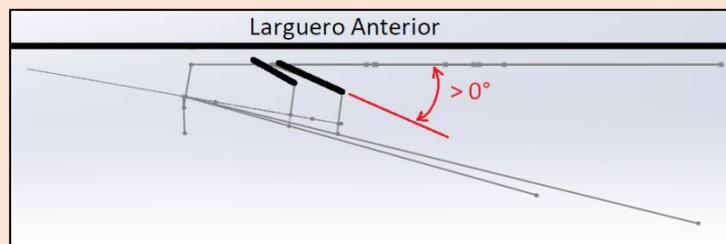


Figura 38: Vista Superior (Ángulos de E2)

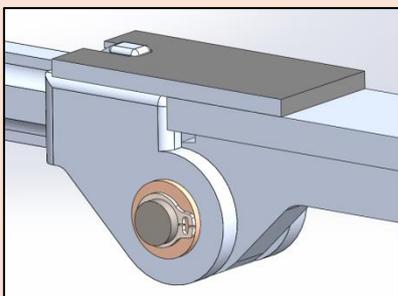


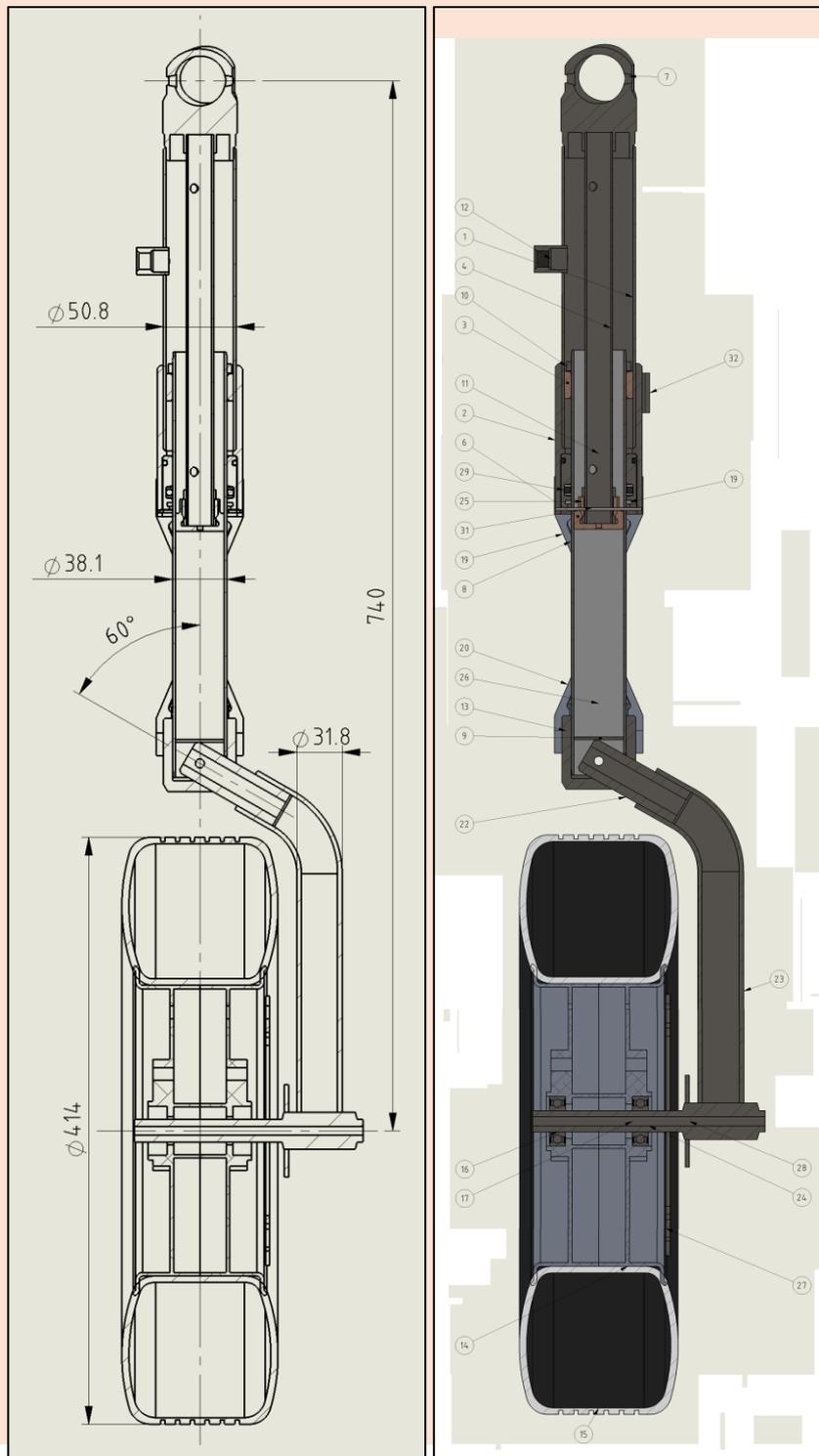
Figura 39: Chapa alineadora

5. Como el uso de un rodamiento esférico no garantizara alineación de los eslabones, se debe agregar una chapa de tal forma que cuando se encuentre extendiéndose el tren, la misma guiara el paralelismo del eslabón 2. Ver Figura 39. La ranura presente a la izquierda de la chapa asegura que el eslabón 2 no gire en el plano de la chapa alineadora.

## 6.5 Diseño de eslabones

### 6.5.1 Eslabón 1: Conjunto Amortiguador y Rueda

El diseño del eslabón 1 corresponde al conjunto Amortiguador/Fleje/Rueda (Figura 40). El mismo fue derivado de un tren de aterrizaje fijo (no retráctil) diseñado por el Ingeniero Pazmany antes mencionado. Se mantuvieron las partes más importantes claves para la integridad estructural del amortiguador (Tubo externo, intermedio, pistón, sellos, etc.). Las partes rediseñadas fueron el Muñón superior e inferior y el conjunto Fleje/Eje de rueda. Originalmente el amortiguador continuaba recto en dirección vertical hasta el eje de rueda, sin embargo se le agregó un fleje para mantener la estética del DL-22 original.



Componentes:

- 1). Tubo Externo Amortiguador
- 2). Alojamiento de sellos
- 3). Buje de Bronce
- 4). Tubo Pistón Interno
- 5). Tubo Tijera Inf/Sup
- 6). Pistón
- 7). Muñón
- 8). Tubo Intermedio Amort.
- 9). Tapa
- 10). Tope Inferior
- 11). Porta Sellos
- 12). Nipple Roscado
- 13). Muñón Inferior
- 14). Llanta
- 15). Cubierta
- 16). Rodamiento 6202 – 2Z
- 17). Eje Rueda
- 18). Circlip
- 19). Tijera Superior Amort.
- 20). Tijera Inferior Amort.
- 21). Pernos de
- 22). Rigidizador Acople Fleje
- 23). Fleje
- 24). Rodamiento 6202 – 2Z
- 25). Pistón Sleeve
- 26). Cuña Tope de Tijera
- 27). Disco Freno
- 28). Porta Caliper
- 29). O-Ring
- 30). Pernos de Acople
- 31). Circlip
- 32). Acople Amort/Mecanismo

Figura 40: Conjunto Amortiguador/Fleje/Rueda

Como propósito de análisis el largo del Eslabón 1 será 214 mm (Figura 41).

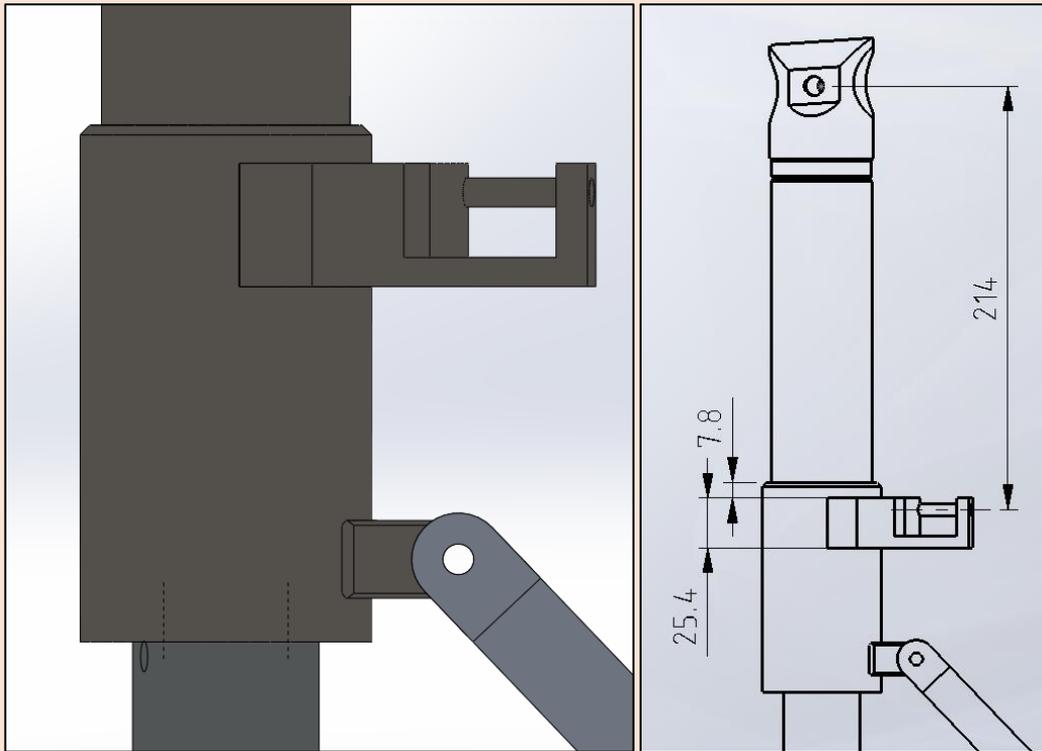


Figura 41: Largo de eslabón 1

### 6.5.2 Eslabon 2 y 3: Tijeras Inferior y Superior

El caso más crítico para el diseño de los eslabones 2 y 3 es el momento de contacto de la rueda con el suelo. Este genera una carga ya calculada en la *Tabla 5* cuyo valor es 3188 N en dirección entrante. En el siguiente modelo se desprecia la parte inferior del eslabón 1 y se asume que la carga equivalente por regla de la palanca es:

$$P \cdot 214 \text{ mm} = C_{ent} \cdot 740 \text{ mm}$$

$$P = C_{ent} \cdot \frac{740 \text{ mm}}{214 \text{ mm}} = 3188 \text{ N} \cdot \frac{740}{214} = 11024 \text{ N}$$

Mediante el software RISA 3D se puede calcular fácilmente las cargas de compresión a las que se someterán los eslabones 2 y 3. En la Figura 42 se ve el modelo RISA 3D. Cada tramo porta la contiene información de material y sección transversal. Los apoyos son aproximaciones a la realidad y la carga utilizada corresponde a la carga proveniente del caso aterrizaje con viento cruzado. La misma es una carga equivalente por regla de palanca.

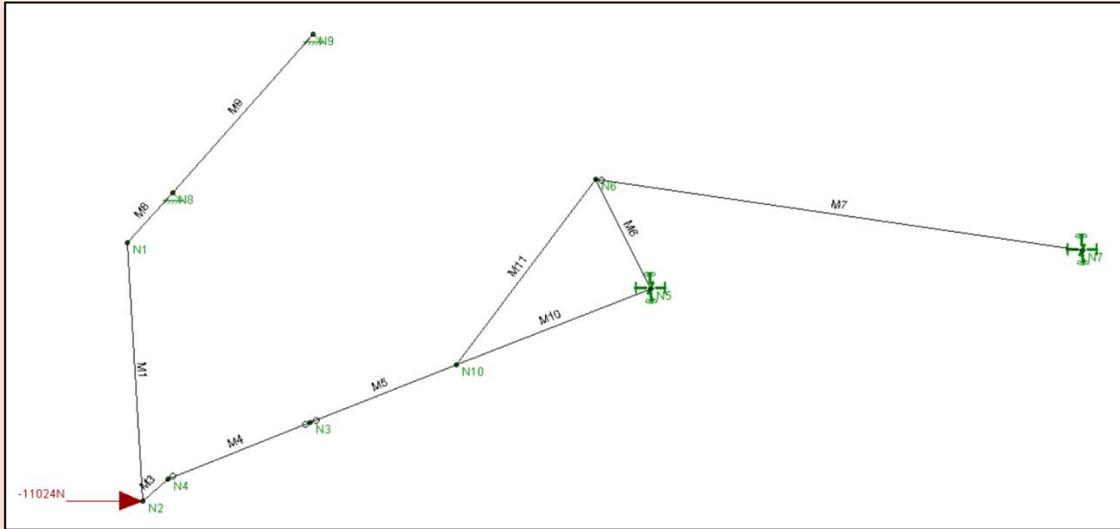


Figura 42: Análisis de esfuerzos de compresión (RISA 3D)

En la siguiente tabla se muestran los resultados del análisis por RISA 3D.

Tabla 7: Resultados de RISA 3D

Member Section Forces (By Combination)									
	L...	Member Label	S...	Axial[N]	y Shea...	z Shea...	Torque...	y-y Moment[N-mm]	z-z Moment[N-mm]
11	1	M4	1	11617.834	0	0	0	0	0
16	1	M5	1	11617.834	-1.23	0	0	0	0
41	1	M10	1	11495.673	36.337	0	0	0	6483.588

6.5.2.1 Modelos Preliminares

Eslabón 2

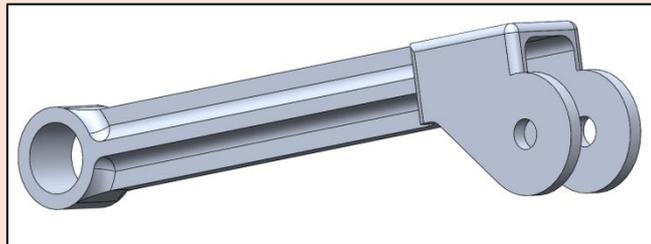


Figura 43: Eslabón 2

Eslabón 3

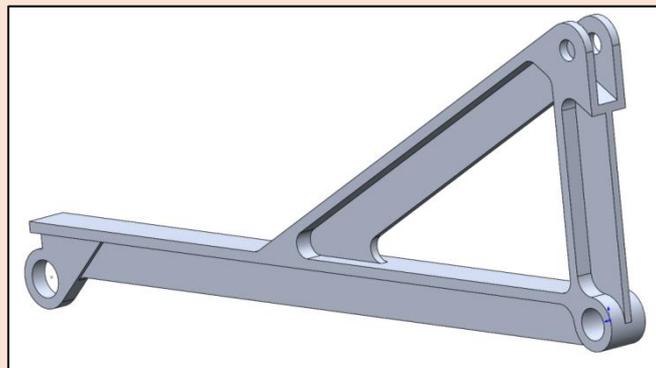


Figura 44: Eslabón 3

6.5.2.2 Verificación por pandeo de eslabones

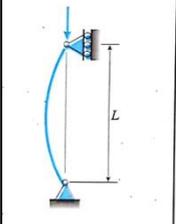
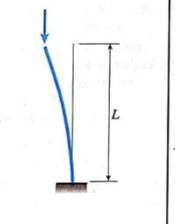
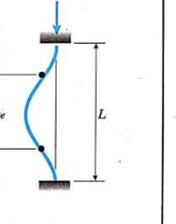
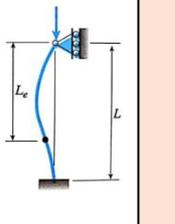
(a) Columna articulada-articulada	(b) Columna empotrada-libre	(c) Columna empotrada-empotrada	(d) Columna empotrada-articulada
$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{2.046 \pi^2 EI}{L^2}$
			
$L_e = L$	$L_e = 2L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 0.699L$
$K = 1$	$K = 2$	$K = 0.5$	$K = 0.699$

Tabla 8: Casos de Pandeo (Gere & Goodno, 2009)

Pandeo de Eslabón 2

El eslabón 2 posee dos modos de pandeo (ambas direcciones transversales) correspondiente al caso (b) de la Tabla 8. Por lo tanto:

$$P_{cr} = 11618 N = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$$

$$I_{2min} = \frac{11618 N \cdot 4(126 mm)^2}{\pi^2 \cdot (73100 \frac{N}{mm^2})} = 1022.6 mm^4$$

Del modelo preliminar las dimensiones elegidas no verifican por pandeo, por lo cual se aumenta los espesores del alma y ala a 6 mm c/u (Figura 45).

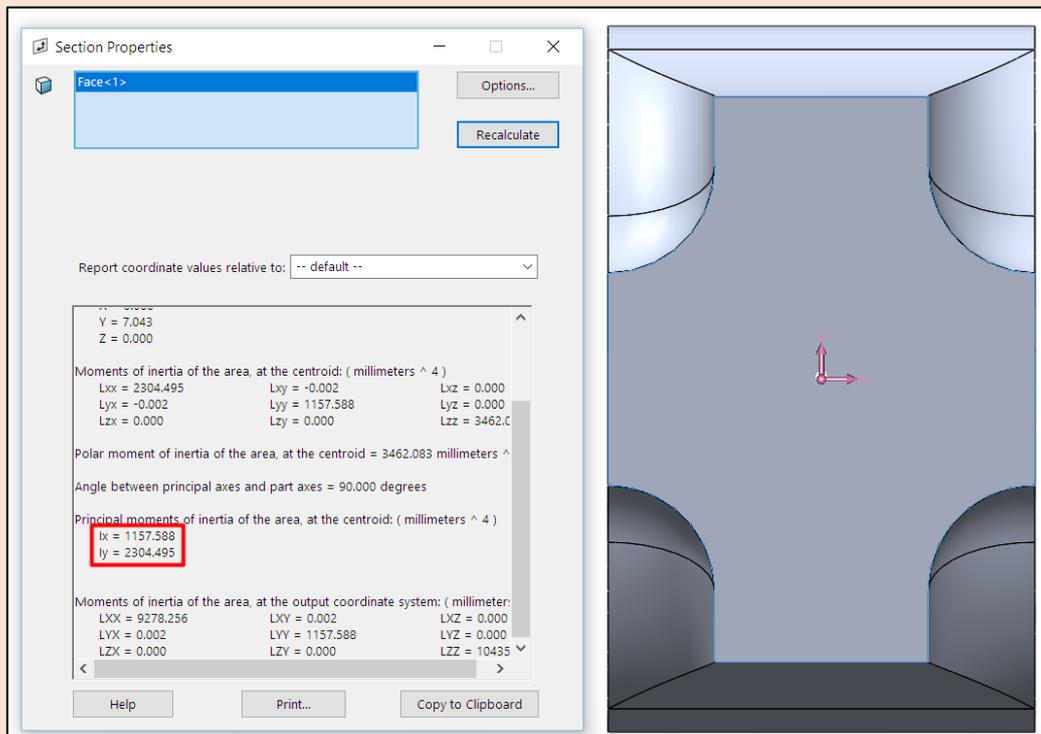


Figura 45: Momento de Inercia de eslabón 2

Se ve en la Figura 45 que el momento de inercia “I<sub>x</sub>” de la sección transversal es  $1157,6 \text{ mm}^4 > I_{2\text{min}}$  por lo tanto se asegura con estas medidas (ver Figura 46) que no habrá pandeo.

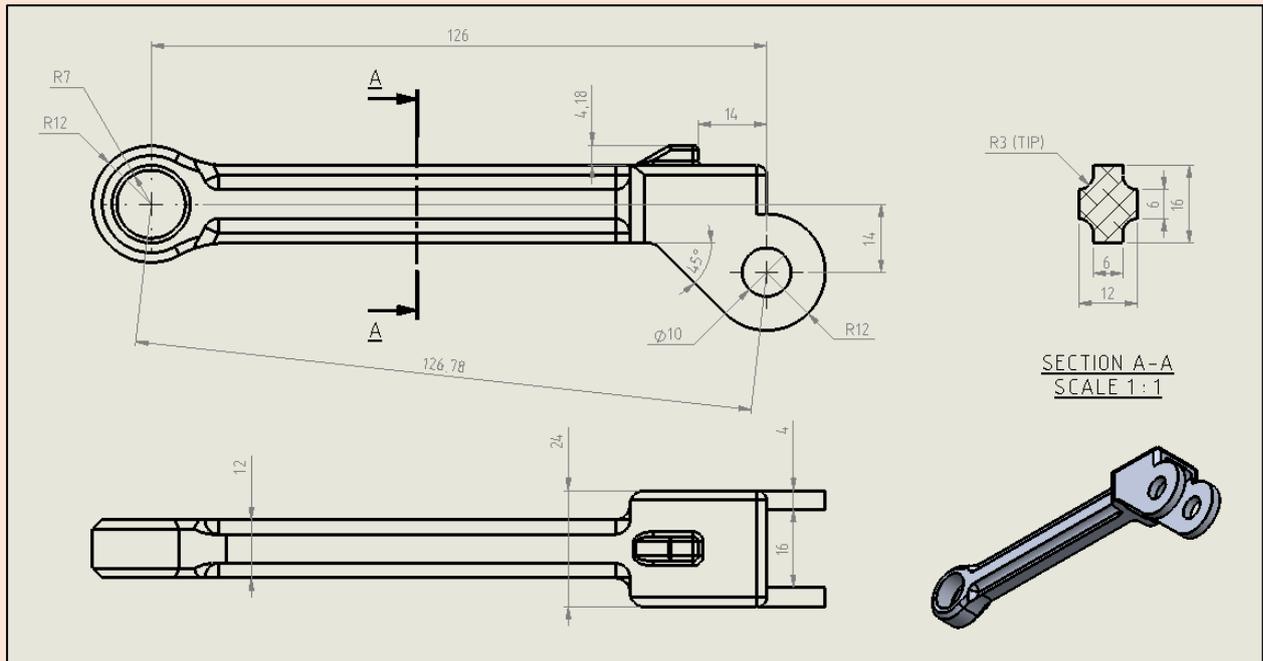


Figura 46: Dimensiones de Eslabón 2

El agujero R7 aloja un rodamiento GE8-C.

El mismo posee un sobrecentro de 14mm que elimina la condición final de agarrotamiento del mecanismo. Si el sobrecentro no estuviese presente, estando en posición extendida, cargas en dirección de alineación del eslabón 2 y 3 generarían una situación desfavorable en el cual el eslabón 2 puede girar tanto en dirección horario como antihorario. Permite al tren mantenerse en posición extendida a pesar de las cargas mencionadas.

### Pandeo de Eslabón 3

El eslabón 3 posee un modo de pandeo lateral correspondiente al caso (b) de la Tabla 8 cuya carga crítica es:

$$P_{cr} = 11618 \text{ N} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$$

$$I_{3\text{min}} = \frac{11618 \text{ N} \cdot 4(300 \text{ mm})^2}{\pi^2 \cdot \left(73100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)} = 5797 \text{ mm}^4$$

Al igual que el eslabón 2, el modelo preliminar del 3 tampoco verifica por pandeo. El momento de inercia  $I_y$  da menor que el  $I_{\text{min}}$ , por lo tanto se deben ajustar las medidas del diseño. Aumentando el espesor del alma a 8 mm y el ancho del ala a 24 mm se obtiene la siguiente medida de  $I_y$  (Figura 47):

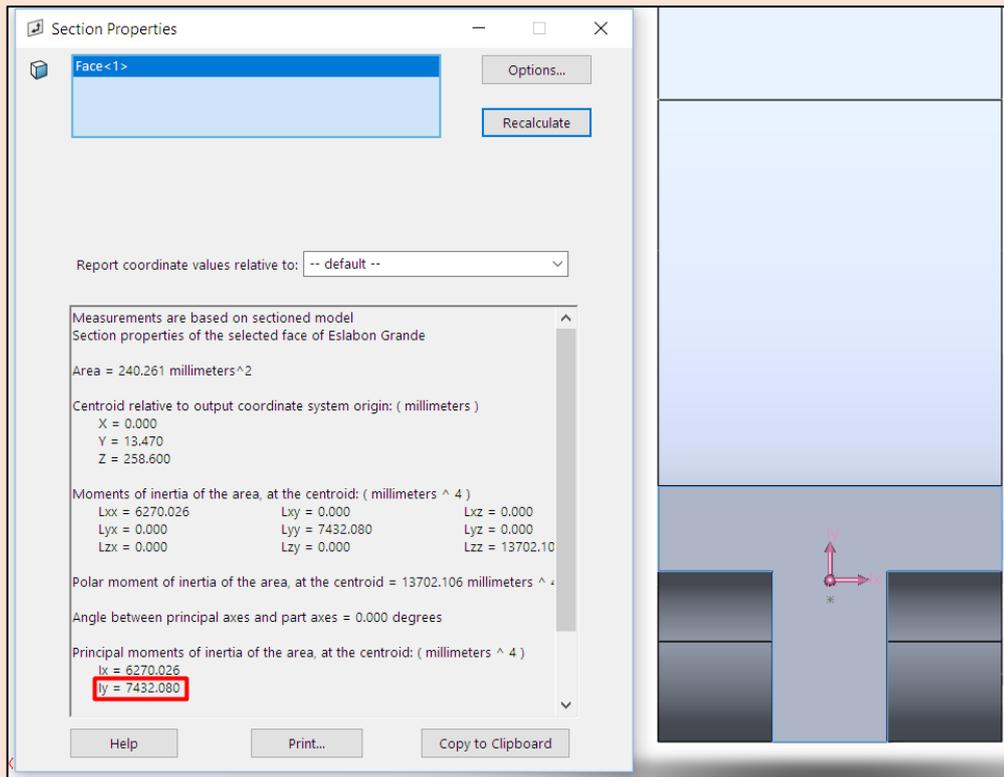


Figura 47: Momento de Inercia de eslabón 3

Con las nuevas medidas el momento de inercia  $I_y = 7432 \text{ mm}^4 > I_{3\text{min}}$ , por lo tanto se asegura con estas medidas (ver Figura 48) que no habrá pandeo.

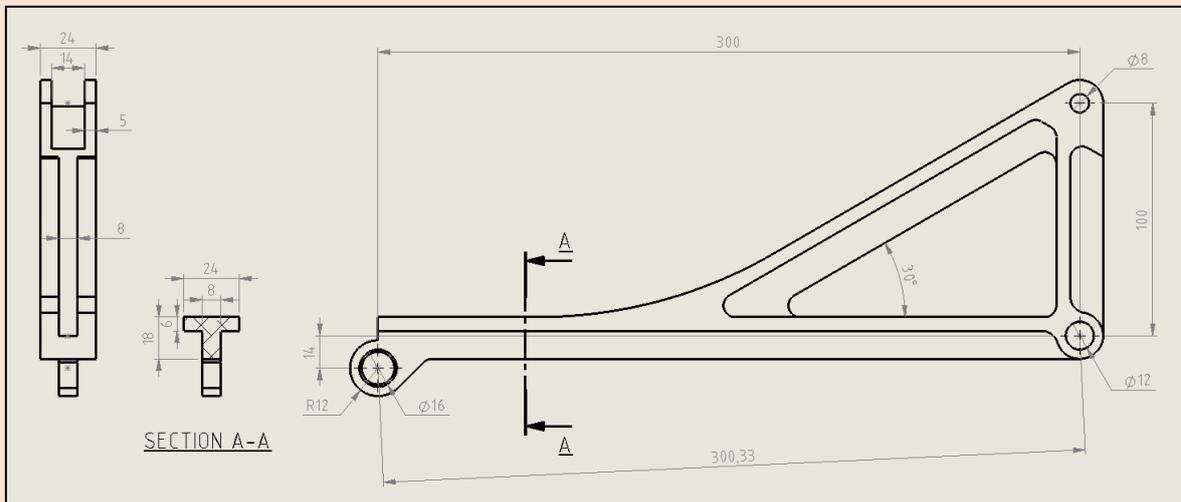


Figura 48: Dimensiones de Eslabón 3

Al igual que el Eslabon 2, el 3 posee un sobrecentro de 14 mm. Un largo de 300 mm y altura de 114 mm. Fabricado de una plancha de aluminio 2024 T3 de 1" de espesor.

## 6.5.2.3 Verificación de resistencia al aplastamiento y corte

## Eslabón 3

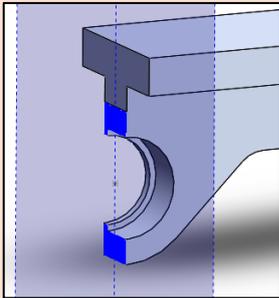


Figura 49: Corte de ojal y aplastamiento por rodamiento

$$A_{arr} = t \cdot (d_{ext} - d_{int}) = 8\text{mm} \cdot (24\text{mm} - 16\text{mm}) = 64\text{mm}^2$$

$$P_{max.arr} = \sigma_f \cdot A_{arr} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 64\text{mm}^2 = 22\text{KN}$$

$$A_{aplast1} = t \cdot d_{int} = 5\text{mm} \cdot 16\text{mm} = 80\text{mm}^2$$

$$P_{max.aplast1} = \sigma_f \cdot A_{aplast1} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 80\text{mm}^2 = 27.6\text{KN}$$

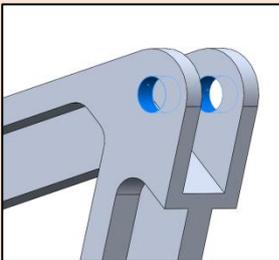


Figura 50: Aplastamiento por perno

$$A_{aplast2} = 2 \cdot t \cdot d = 2 \cdot 5\text{mm} \cdot 8\text{mm} = 80\text{mm}^2$$

$$P_{max.aplast1} = \sigma_f \cdot A_{aplast2} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 80\text{mm}^2 = 27.6\text{KN}$$

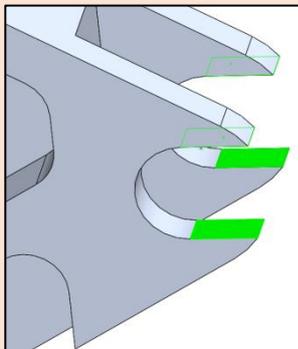


Figura 51: Corte Horquilla

$$A_{corte} = 160\text{mm}^2$$

$$P_{max.corte} = \sigma_f \cdot A_{corte} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 160\text{mm}^2 = 55.2\text{KN}$$

## Anclaje inferior derecho de eslabón 3

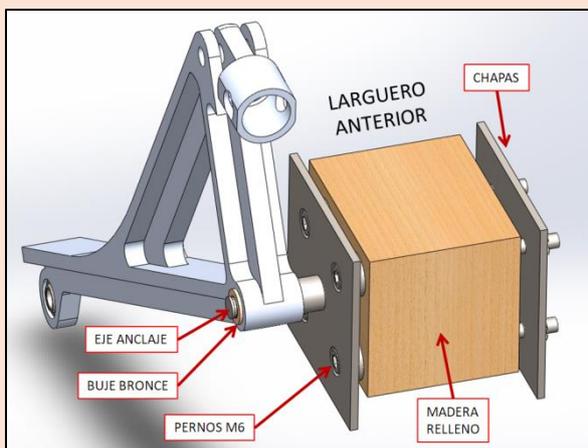


Figura 52: Anclaje inferior derecho eslabón 3

Eje de Anclaje (Dext = 9 mm, Acero 4130)

$$A_{corte} = \frac{\pi \cdot d_{ext}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (9\text{mm})^2}{4} = 63.61\text{mm}^2$$

$$P_{max.corte} = \sigma_f \cdot A_{corte} =$$

$$435 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 63.61\text{mm}^2 = 27.67\text{KN}$$

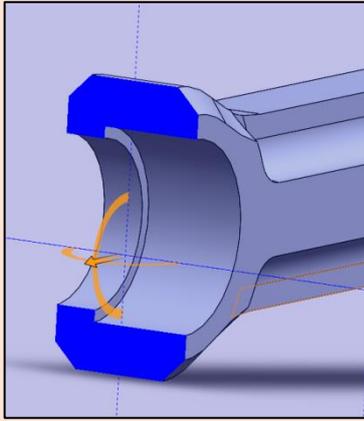
**Eslabon 2**

Figura 53: Arrancamiento de ojal y aplastamiento por rodamiento

$$A_{arr1} = t \cdot (d_{ext} - d_{int}) = 12\text{mm} \cdot (24\text{mm} - 16\text{mm}) = 96\text{ mm}^2$$

$$P_{max.arr1} = \sigma_f \cdot A_{arr1} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 96\text{ mm}^2 = 33.12\text{ KN}$$

$$A_{aplast1} = t \cdot d_{int} = 5\text{ mm} \cdot 16\text{ mm} = 80\text{ mm}^2$$

$$P_{max.aplast1} = \sigma_f \cdot A_{aplast1} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 80\text{ mm}^2 = 27.6\text{ KN}$$

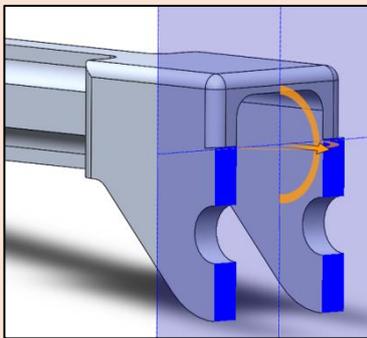


Figura 54: Arrancamiento de horquilla y aplastamiento por perno

$$A_{arr2} = 2 \cdot t \cdot (d_{ext} - d_{int}) = 2 \cdot 5\text{ mm} \cdot (24\text{mm} - 8\text{mm}) = 160\text{ mm}^2$$

$$P_{max.arr2} = \sigma_f \cdot A_{arr2} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 160\text{ mm}^2 = 55.2\text{ KN}$$

$$A_{aplast2} = 2 \cdot t \cdot d_{int} = 2 \cdot 5\text{ mm} \cdot 8\text{ mm} = 80\text{ mm}^2$$

$$P_{max.aplast2} = \sigma_f \cdot A_{aplast2} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 80\text{ mm}^2 = 27.6\text{ KN}$$

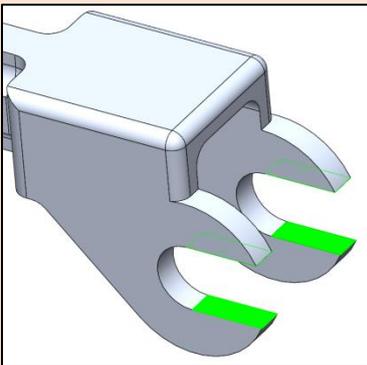


Figura 55: Corte de Horquilla

$$A_{corte} = 174.54\text{ mm}^2$$

$$P_{max.corte} = \sigma_f \cdot A_{corte} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 174.54\text{ mm}^2 = 60.2\text{ KN}$$

Se puede asegurar que las cargas de servicio no se acercan a las cargas críticas analizadas en corte y aplastamiento para los eslabones 2 y 3.

### 6.5.3 Eslabon 4: Actuador Electrico

#### 6.5.3.1 Cálculo de esfuerzos sobre el actuador

Primero se analiza la carga que debe realizar el actuador en el peor caso posible. El mismo es cuando finaliza la retracción del tren. Como se puede ver en la Figura 56 el centro de gravedad del eslabón 1 se encuentra a aproximadamente 486 mm de distancia del eje pivote. El peso sobre el CG es de 8,21 Kg  $\approx$  82,1 N.

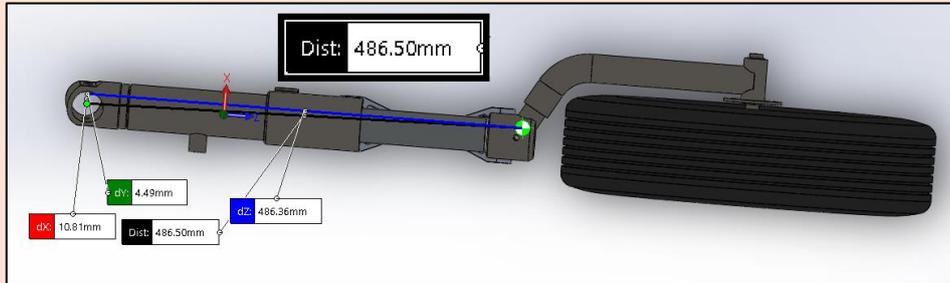


Figura 56: Centro de gravedad del eslabón 1

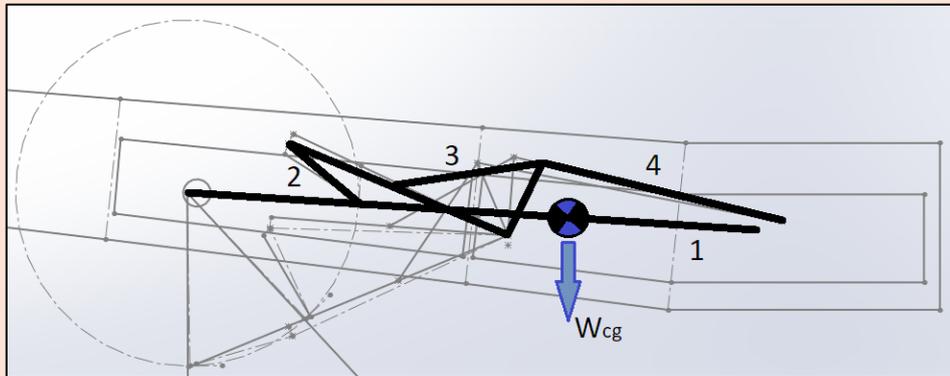


Figura 57: Configuración retraída (Peor Caso)

Tabla 9: Resultados de RISA 3D

Member Section Forces (By Combination)									
	L.	Member La...	S...	Axial[...]	y She...	z She...	Torqu...	y-y M...	z-z M...
31	1	M7	1	-285	0	0	0	0	0

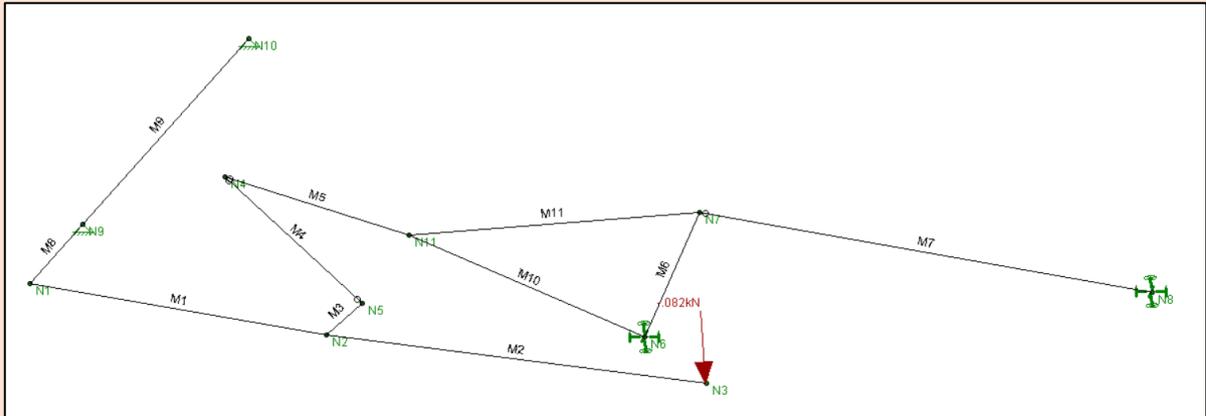


Figura 58: Análisis de esfuerzos (RISA 3D)

Se puede ver, a partir modelo planteado (Figura 57) y del análisis realizado en RISA 3D (Figura 58), que el actuador debe vencer una carga de tracción de 285 N o 28,5 Kg (ver Tabla 9). Dado que el peso en el centro de gravedad es de 82N, el mecanismo amplifica la carga por un factor de 3.5. Se debe elegir un servo-actuador que supere esta carga durante su carrera.

### 6.5.3.2 Selección de Actuador

Del modelo realizado en SolidWorks se toman las medidas de extensión y retracción del actuador ideal.

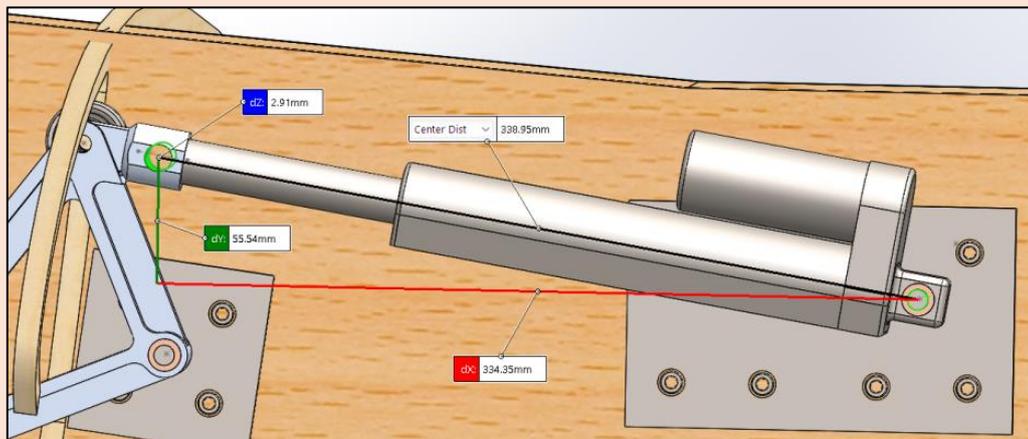


Figura 59: Longitud Extendida

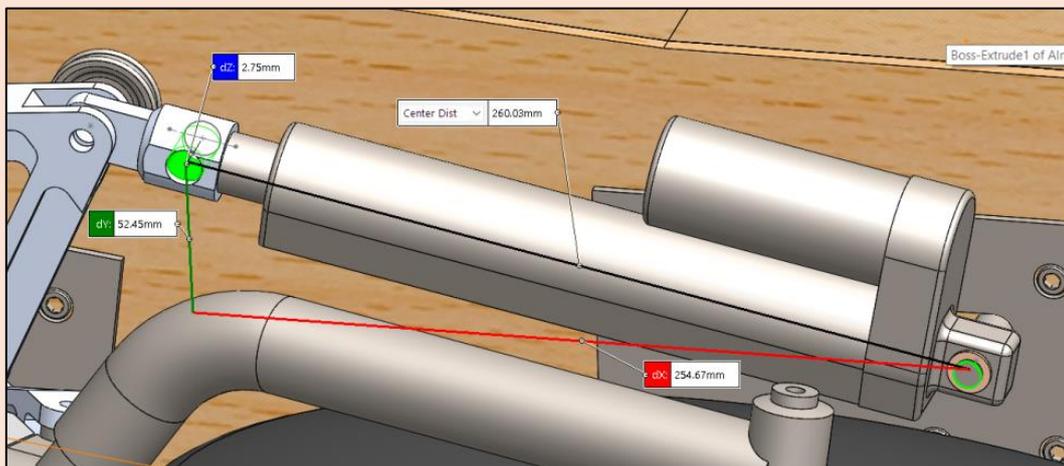


Figura 60: Longitud Retraída

Tomando en cuenta la carga máxima a vencer y la carrera que debe recorrer (339mm – 260mm) (Fig. 54-55) se procede a seleccionar el servo-actuador LACT4P de CONCENTRIC (Figura 61). Posee una carrera de 100 mm, iniciando en 246 mm y extendiéndose hasta 346. Se alimenta con 12Vcc y resiste una carga dinámica/estática de 490N/2200N. El mismo posee un potenciómetro que permite al piloto ver la posición del actuador en tiempo real. Esta señal de salida es transmitida directo a la cabina.



Figura 61: Actuador Concentric LACT4P

#### 6.5.4 Mecanismo final

El mecanismo terminado se puede ver en la siguiente figura:

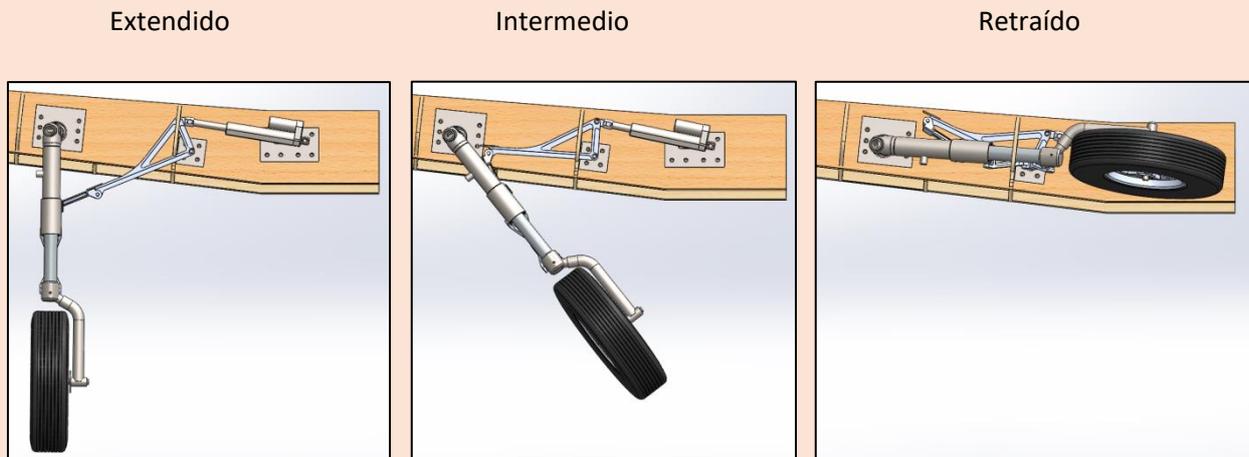


Figura 62: Mecanismo Terminado

En la Figura 63 y Figura 64 se puede ver los eslabones del mecanismo con más detalle.

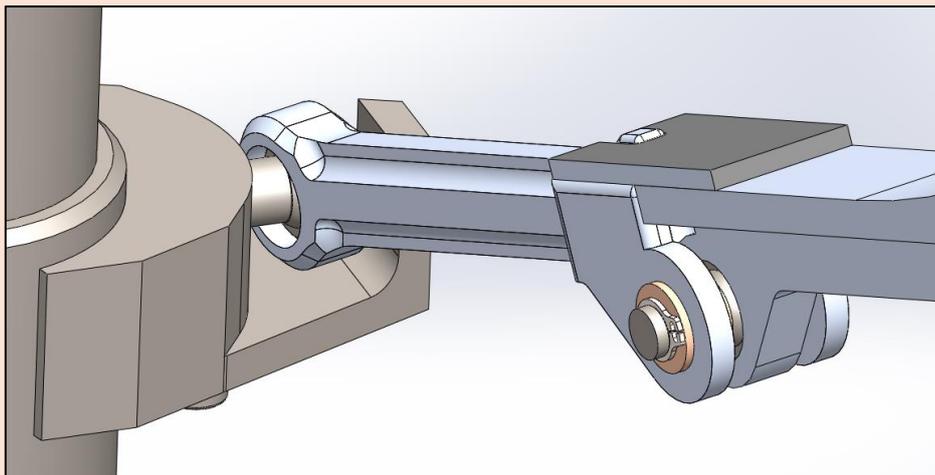


Figura 63: Eslabón 1/2/3

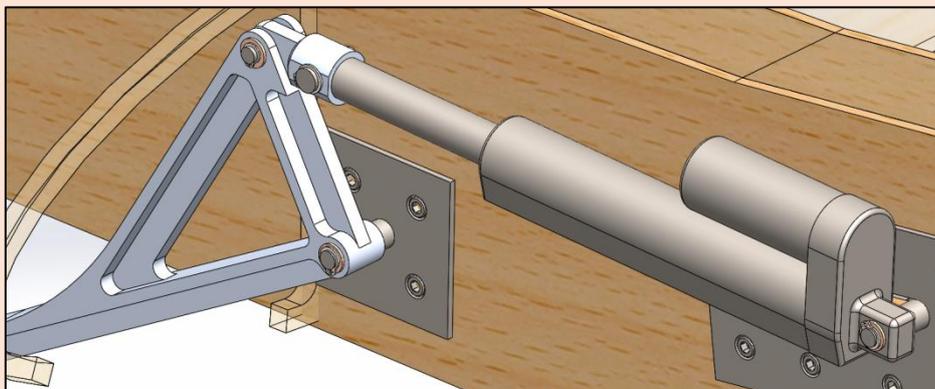


Figura 64: Eslabón 3/4/5

## 6.6 Puntos de apoyo del Eje Pívor

Los puntos de apoyo del Eje pívor se encuentra uno sobre el larguero anterior y el segundo sobre un larguero falso agregado. En primera instancia de diseño se consideró aplicar bujes como apoyo del eje pívor, sin embargo por la necesidad de mantener el larguero anterior libre de momentos de torsión como se mencionó en un principio, se descartó esa idea y se optó por apoyos articulados.

### 6.6.1 Selección de rodamientos

De la ecuación (7) calculamos  $R_b$ :

$$R_b = \frac{P \cdot x - M}{D} = \frac{7439 \text{ N} \cdot 108 \text{ mm} - 1085277 \text{ Nmm}}{341 \text{ mm}} = -826 \text{ N}$$

$$R_a = -(P + R_b) = -(7439 \text{ N} - 826 \text{ N}) = -6613 \text{ N}$$

Los rodamientos seleccionados deben resistir estas cargas estáticas.

Selección:

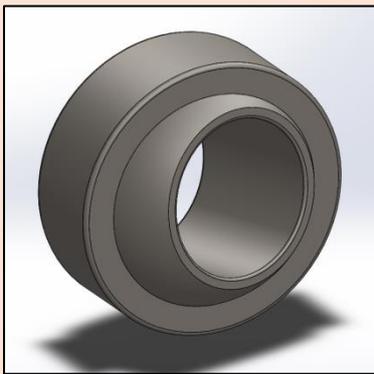


Figura 65: Rodamiento GEH 35 TXE-2LS

2 x GEH 35 TXE-2LS para apoyos en "A" sobre largueros anteriores.

Características:

Dext = 62 mm

Dint = 35 mm

Espesor = 22 mm

Máx Ang = 15°

Carga Est.= 465 KN

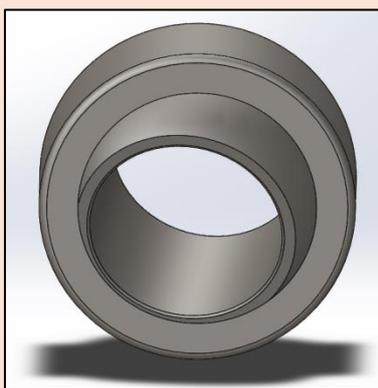


Figura 66: Rodamiento GEZ 100 TXE-2LS

2 x GEZ 100 TXE-2LS para apoyos en "B" sobre largueros falsos.

Características:

Dext = 41.28 mm

Dint = 25.4 mm

Espesor = 19.05 mm

Máx Ang = 6°

Carga Est.= 166 KN

### 6.6.2 Alojamiento para los rodamientos

Los rodamientos esféricos se alojan dentro de un tubo (para GEH 35 será [68mm OD/ 56mm ID] y para GEZ 100 será [47.28 mm OD/36.95 mm ID]). El tubo esta mecanizado internamente para darle un tope y una superficie de tolerancia y ajuste apropiado. El mismo va soldado a las chapas como se ve en la Figura 67.

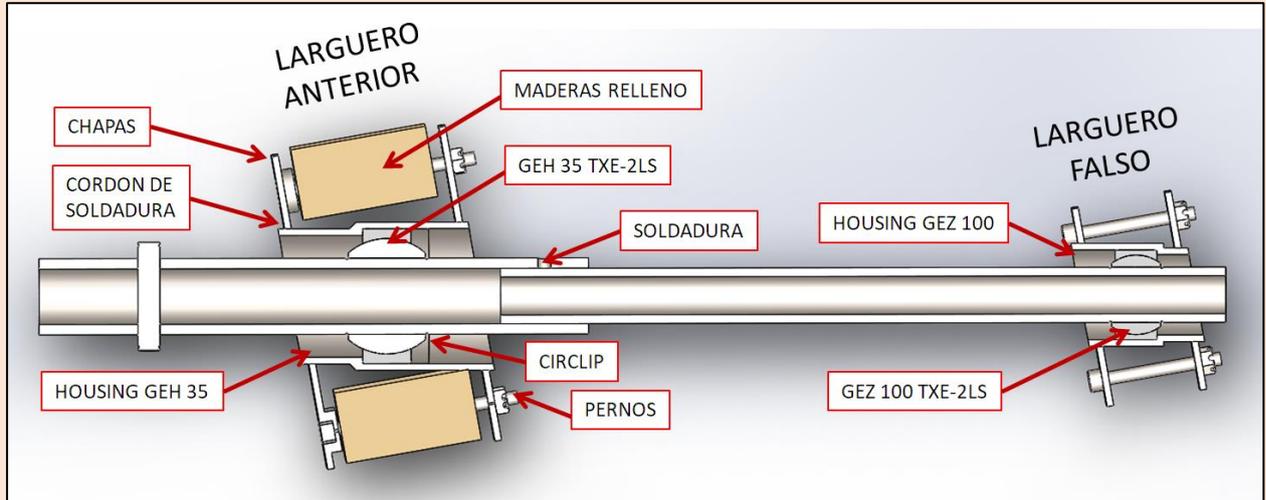


Figura 67: Conjunto Eje Pivot

Este sistema permite un desarmado rápido para mantenimiento. Los tubos van fijados a los rodamientos mediante circlips. Los circlips o seegers absorben las cargas axiales. Estos se deben retirar para extraer el eje pivot del ensamble. Luego para extraer los rodamientos, en caso de necesitar reemplazarlos, solo se debe aplicar la presión necesaria sobre los anillos externos de los rodamientos.

Verificación de aplastamiento en madera:

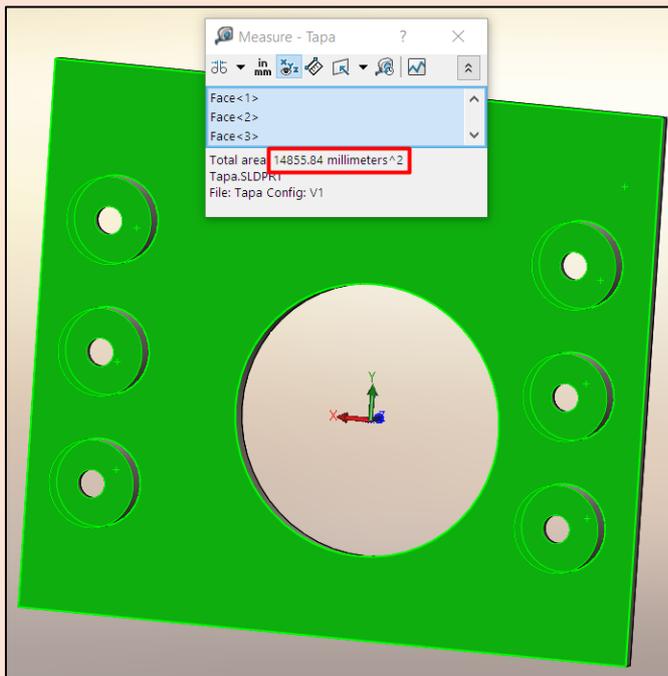


Figura 68: Aplastamiento madera (Eje Píivot)

$$A_{Total} = 14855 \text{ mm}^2$$

$$P_{max,Total} = \sigma_{adm} \cdot A_{Total}$$

$$= 59.6 \text{ MPa} \cdot 14855 \text{ mm}^2$$

$$= 885358 \text{ N}$$

$$P_{max,perno} = \frac{885358 \text{ N}}{6} = 147 \text{ KN}$$

$$A_{Local} = 280 \text{ mm}^2$$

$$P_{max,Local} = \sigma_{adm} \cdot A_{Local}$$

$$= 59.6 \text{ MPa} \cdot 280 \text{ mm}^2 = 16688 \text{ N}$$

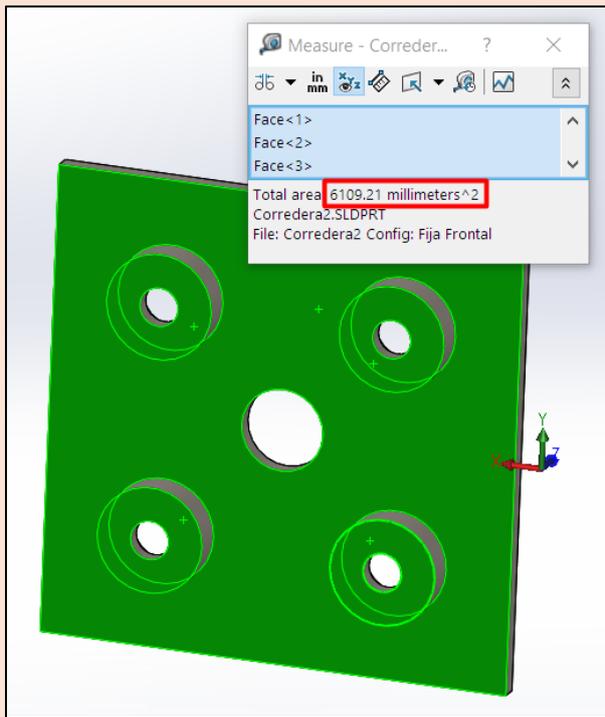


Figura 69: Aplastamiento madera (Ancla Eslabón 3)

$$A_{Total} = 6109 \text{ mm}^2$$

$$P_{max,Total} = \sigma_{adm} \cdot A_{Total}$$

$$= 59.6 \text{ MPa} \cdot 6109 \text{ mm}^2$$

$$= 364096 \text{ N}$$

$$P_{max,perno} = \frac{364096 \text{ N}}{4} = 91 \text{ KN}$$

$$A_{Local} = 280 \text{ mm}^2$$

$$P_{max,Total} = \sigma_{adm} \cdot A_{Local}$$

$$= 59.6 \text{ MPa} \cdot 280 \text{ mm}^2 = 16688 \text{ N}$$

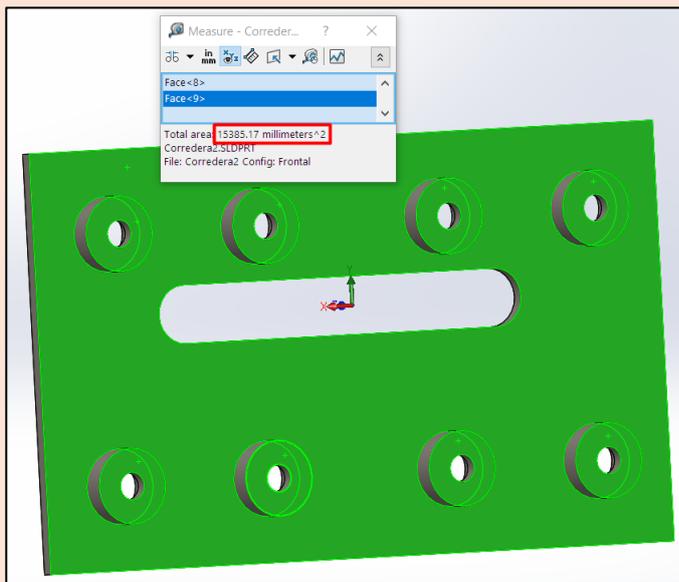


Figura 70: Aplastamiento madera (Ancla Actuador)

$$A_{Total} = 15385 \text{ mm}^2$$

$$P_{max,Total} = \sigma_{adm} \cdot A_{Total}$$

$$= 59.6 \text{ MPa} \cdot 15385 \text{ mm}^2$$

$$= 916946 \text{ N}$$

$$P_{max,perno} = \frac{916946 \text{ N}}{8} = 114.6 \text{ KN}$$

$$A_{Local} = 280 \text{ mm}^2$$

$$P_{max,Total} = \sigma_{adm} \cdot A_{Local}$$

$$= 59.6 \text{ MPa} \cdot 280 \text{ mm}^2 = 16688 \text{ N}$$

### Sistema corredera y Gancho "Fail-Safe"

En caso de falla eléctrica, el actuador se encuentra inmovilizado y rígido. Ante la imposibilidad de extender el tren para aterrizaje de emergencia se implementa un sistema de destrabe del anclaje del actuador. Este mismo se ve en la Figura 73. Cuando la fuente eléctrica (batería 12V) se desenergiza, actúa un circuito electrónico (ver Figura 76) sobre el solenoide "latch", empujándolo hacia arriba y destrabando el carro. Esto le permite al actuador trasladarse libremente y el tren extenderse por gravedad o manualmente mediante el sistema de poleas.

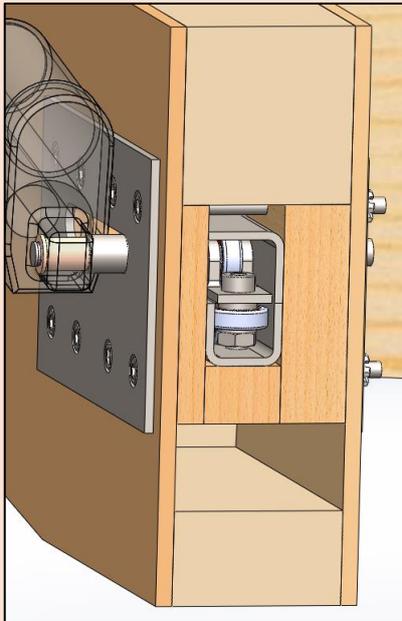


Figura 72: Maderas de relleno para fijación

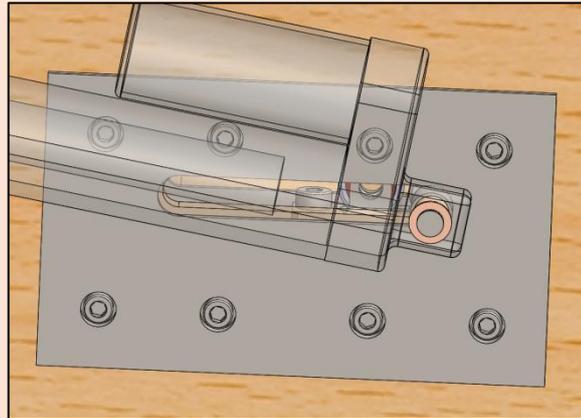


Figura 71: Corredera

La chapa de la Figura 71 junto con su contraparte del lado contrario sujetado por 8 pernos M6 asegura en su lugar tanto el eje como las maderas de relleno en el interior. Todas las maderas van pegadas con adhesivos de alta resistencia. Ver Figura 72.

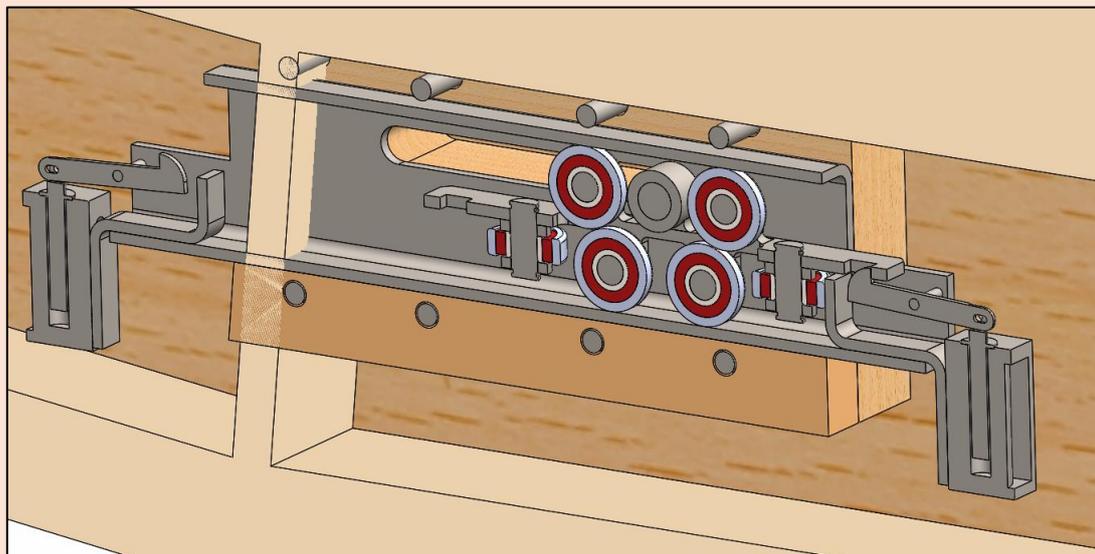


Figura 73: Sección de corte, Carro y solenoide de destrabe

El carro de corredera es la guía del eje de anclaje del actuador. Lo mantiene siempre perpendicular al larguero. Los rodamientos inferiores laterales previenen giro sobre el eje vertical y los rodamientos internos impiden translación vertical. Ver Figura 74.

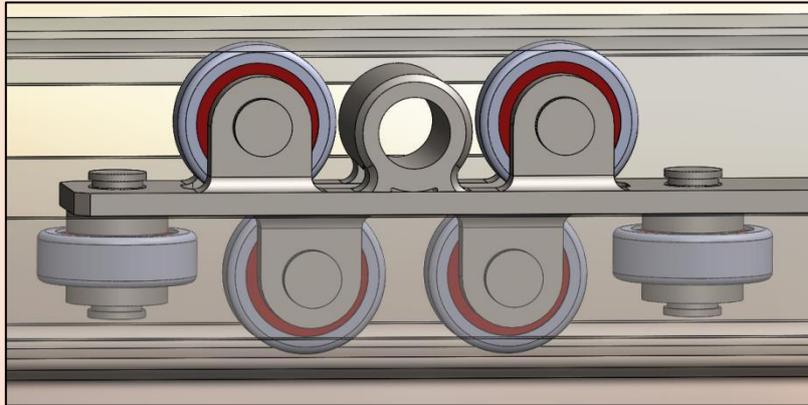


Figura 74: Carro

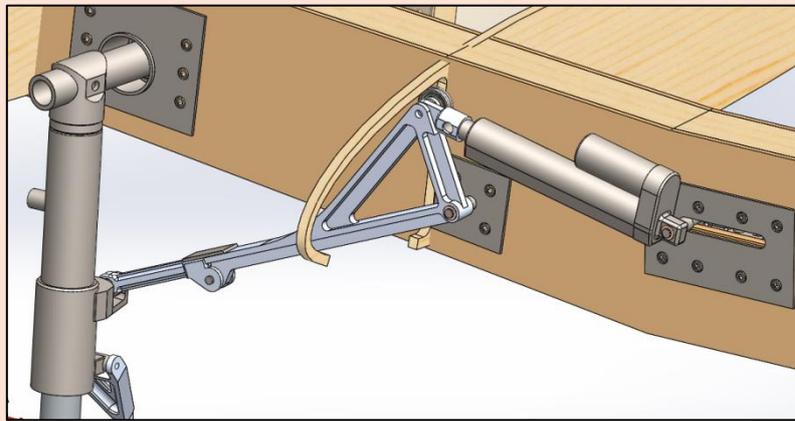


Figura 75: Actuador Desanclado

El siguiente circuito es el responsable de destrabar el carro. Contiene un capacitor cargado mientras esté conectada la batería. Sin embargo, en cuanto se desconecte y desenergice el relay (RLY2) el capacitor se conecta directo al solenoide latch "L1" activándolo y dejándolo en su posición elevada. Al mismo tiempo levanta el trabado posterior que se ve en la Figura 73. Este traba el tren cuando el carro llega a su posición final (tren extendido). Ver Figura 75.

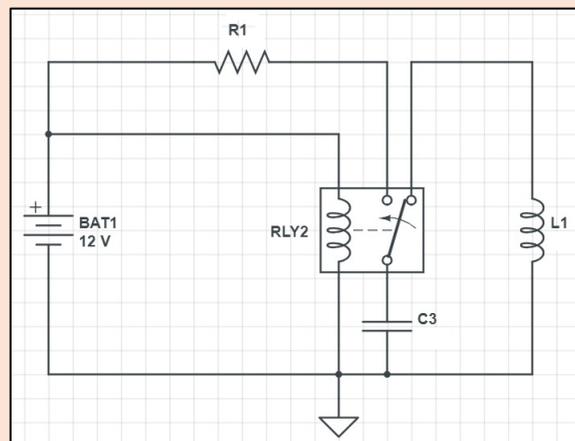


Figura 76: Circuito Disparador "fail-safe"

## 6.7 Verificación de tensiones en Amortiguador

Tensiones de Von Mises en Amortiguador ante **Cargas de Drag** (Ver Figura 77):

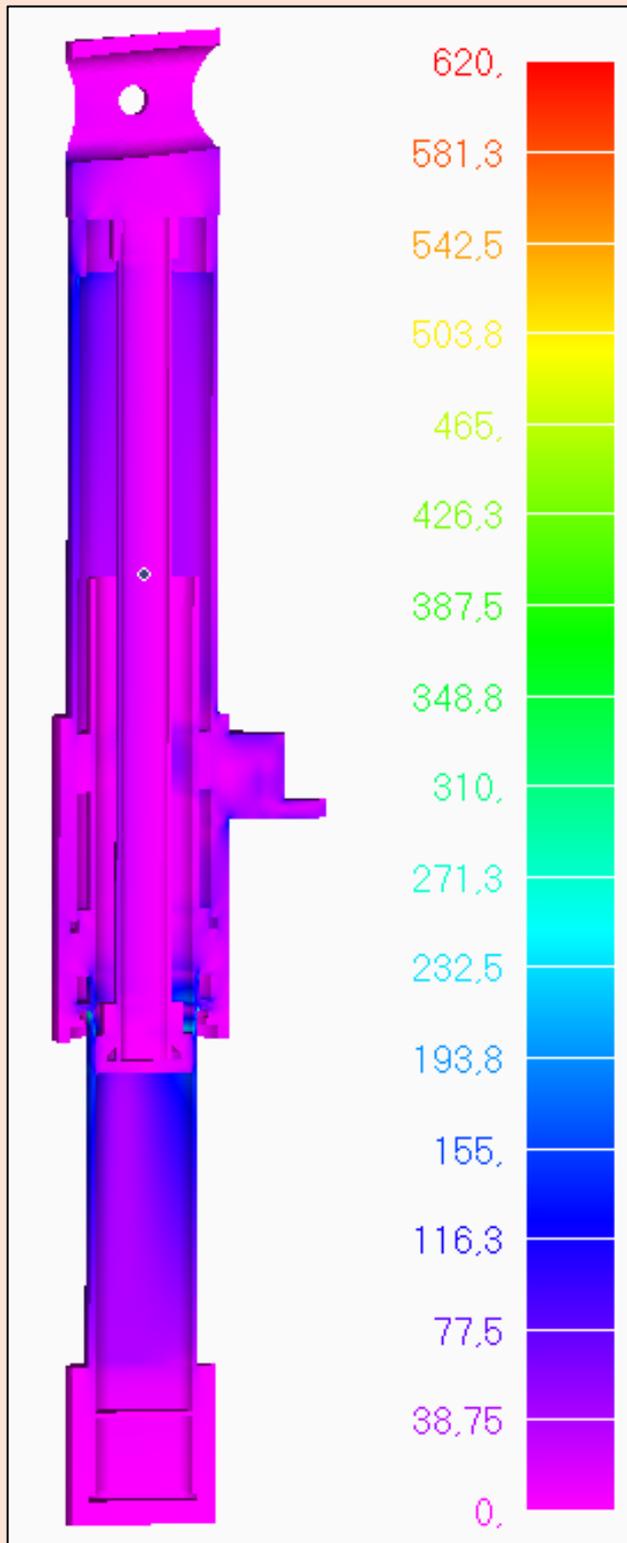


Figura 77: Tensiones de Von Mises en Amortiguador (Carga Drag)

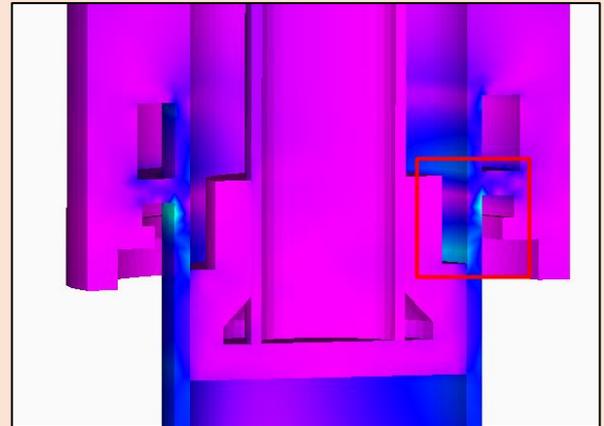


Figura 78: Zona más vulnerable

En la Figura 78 se puede apreciar tensiones mayores de 270 MPa sobre el Tubo Intermedio generado por flexión del amortiguador ante cargas de drag.

Como las tensiones no se acercan a los 620 MPa correspondiente a los tubos de Acero 4130 de Aircraft Spruce, se considera una dimensión aceptable.

Tensiones de Von Mises en Amortiguador ante **Cargas Laterales Entrantes** (Ver Figura 81):

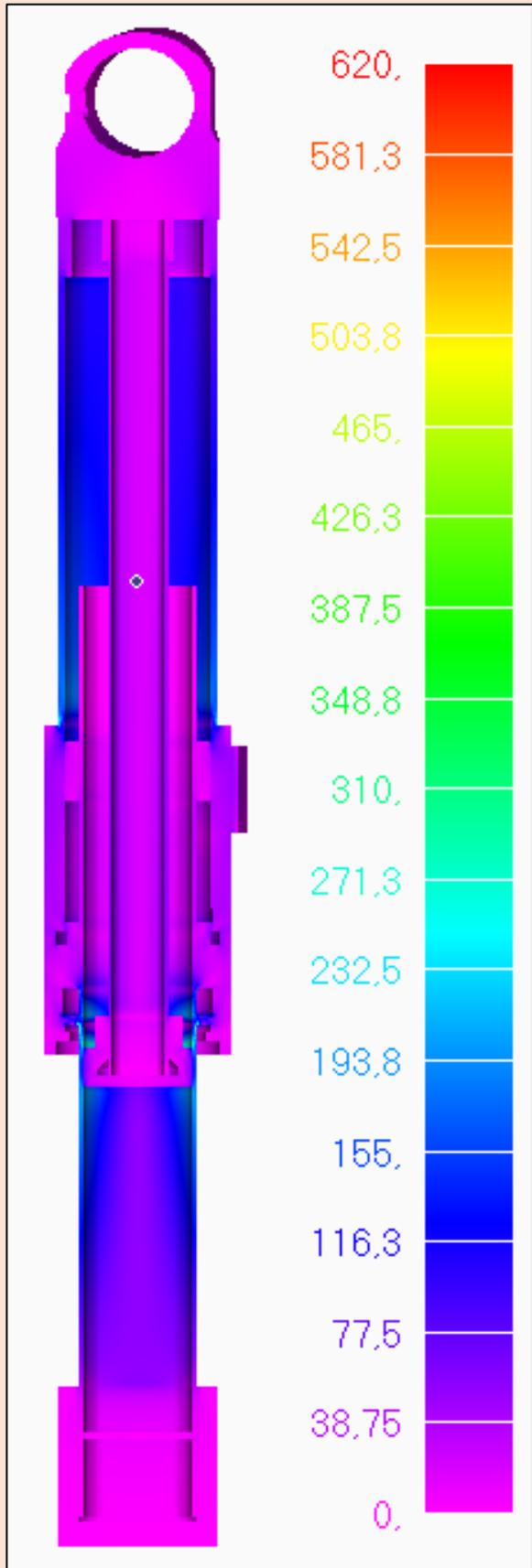


Figura 81: Tensiones de Von Mises en Amortiguador  
(Carga Lateral Entrante)

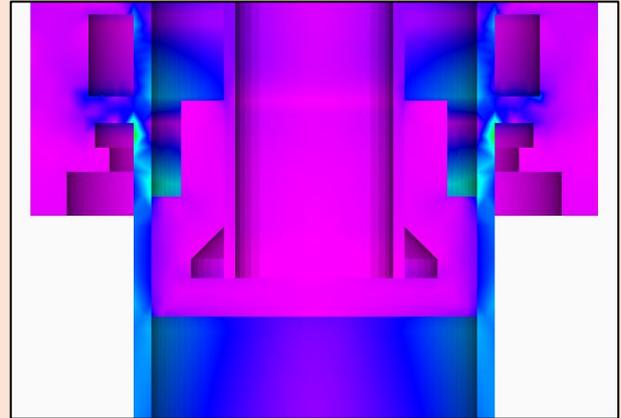


Figura 79: Zonas más vulnerables

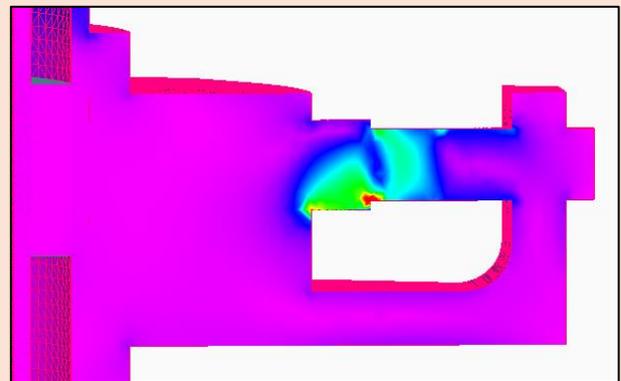


Figura 80: Concentración de tensión

En la Figura 79 se puede apreciar un aumento de tensiones en la zona mayor momento de flexión aplicado al tubo intermedio. Este llega a los 350 MPa. No supera la tensión de fluencia.

En la Figura 80 se puede ver concentración de tensiones generado por el escalon en el eje. Por criterio de analisis se consideran zonas de tensiones criticas aceptables si son pequeñas. Esta zona es pequeña, redeada por tensiones de 420 MPa.

## 6.8 Verificación de tensiones en Fleje

Tensiones de Von Mises en fleje ante **Cargas Verticales** (Ver Figura 84):

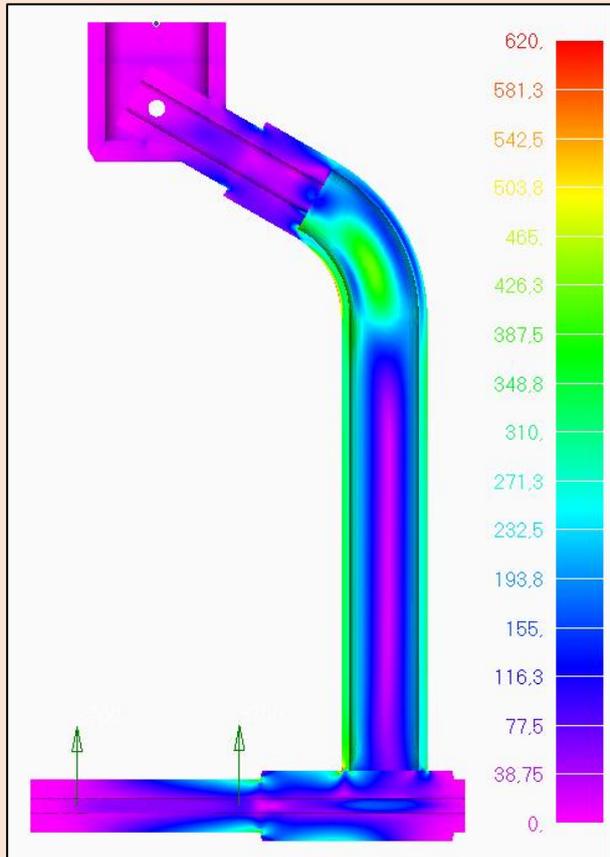


Figura 84: Análisis de tensiones de Von Mises en el fleje

(Carga Vertical)

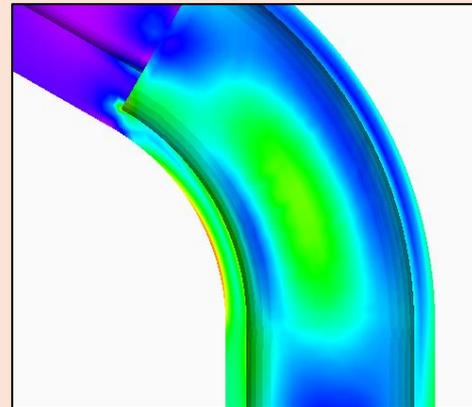


Figura 82: Tensiones en el radio del fleje

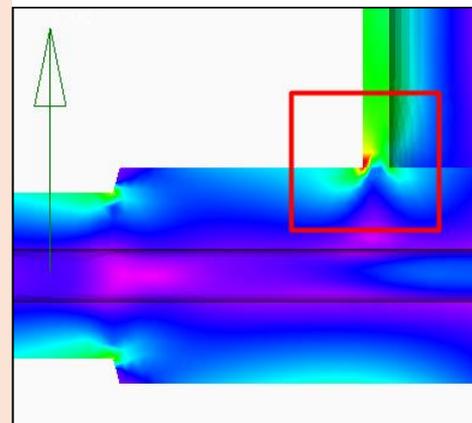


Figura 83: Concentración de tensiones en zona remarcada

Se puede observar en la Figura 83 una concentración de tensión generada en la unión perpendicular entre el fleje y el eje de la rueda. Esta concentración se obviaría debido a que la garganta del cordón de soldadura permitiría una mejor distribución de tensiones en esa zona. Se debe destacar que las tensiones en esa zona son de aproximadamente 300 MPa. Mucho menor que la tensión admisible del Acero 4130. En la Figura 82 se puede apreciar tensiones de VM de 400 MPa aprox. afectando el radio del fleje, lo cual verifica.

Tensiones de Von Mises en fleje ante **Cargas de Drag** (Ver Figura 86):

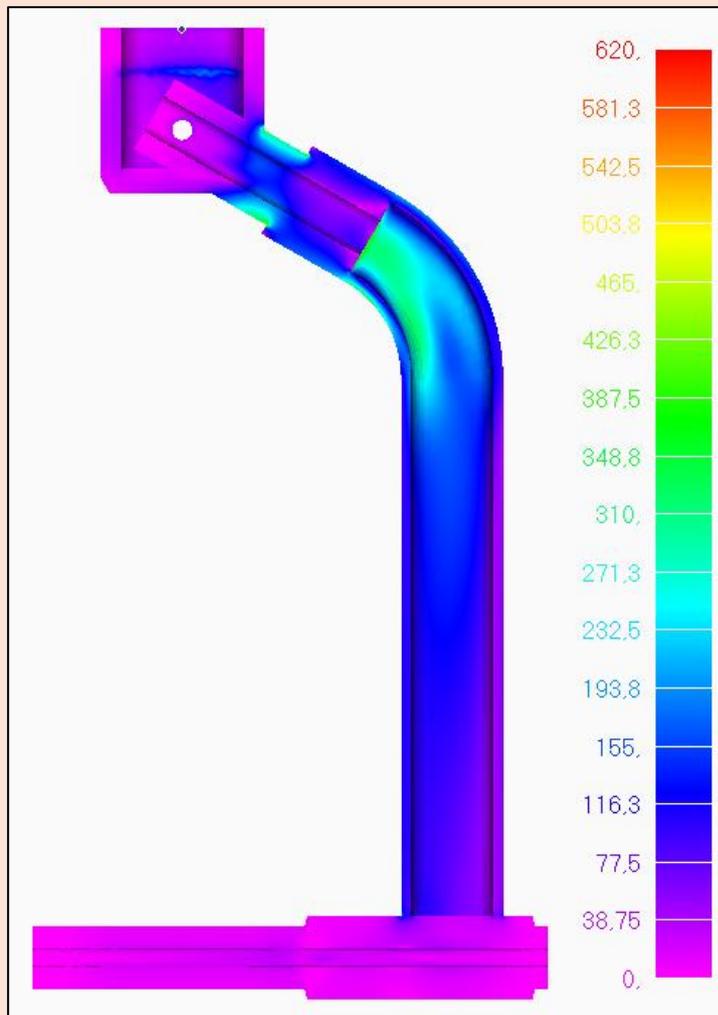


Figura 86: Tensiones de Von Mises en el fleje (Carga Drag)

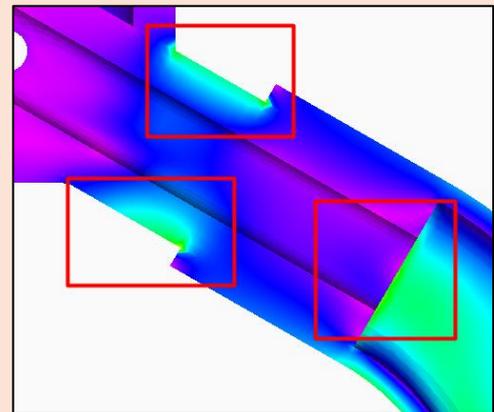


Figura 85: Zonas vulnerables remarcadas

Se puede apreciar de la Figura 85 las zonas de mayor tensión de VM las cuales no superan los 350 MPa.

Tensiones de Von Mises en fleje ante **Cargas Laterales Entrantes** (Ver Figura 88):

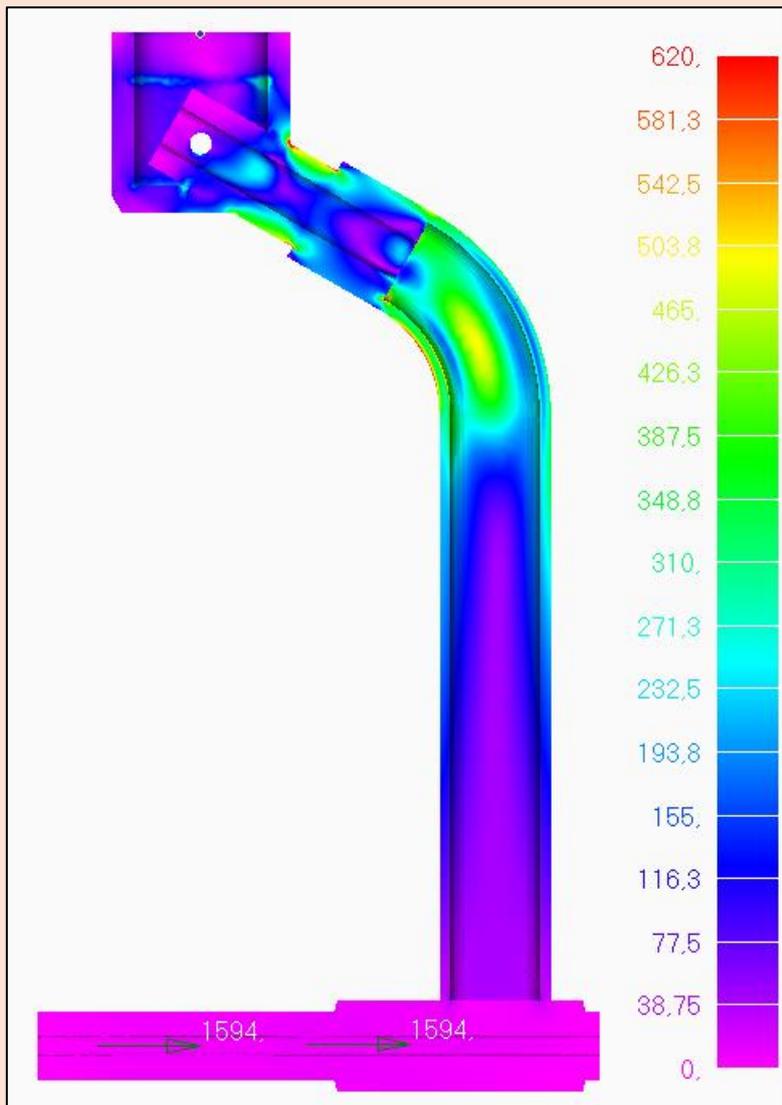


Figura 88: Tensiones de Von Mises en el fleje (Carga Lateral Entrante)

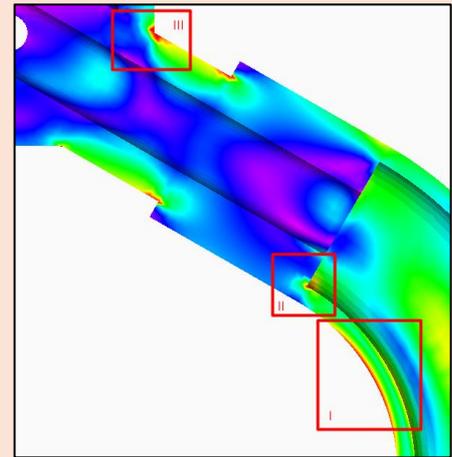


Figura 87: Zonas de concentración de tensión

Se puede apreciar de la Figura 87 que hay algunos lugares donde se debe analizar bien las tensiones generadas. Caso I) como estas tensiones no penetran en gran medida el espesor del tubo, si no se mantiene en la superficie del mismo, se lo considera aceptable. Caso II) como las tensiones críticas buscadas son las que afectaran la totalidad de la estructura se decide que pequeñas concentraciones como estas no son de preocupación alta. Caso III) tendrá una garganta de soldadura para distribuir mejor las tensiones en la zona.

## 6.9 Verificación de Peso Total

Utilizando el programa SolidWorks estimamos el peso total proporcionado por el tren de aterrizaje y todos sus componentes derivados.

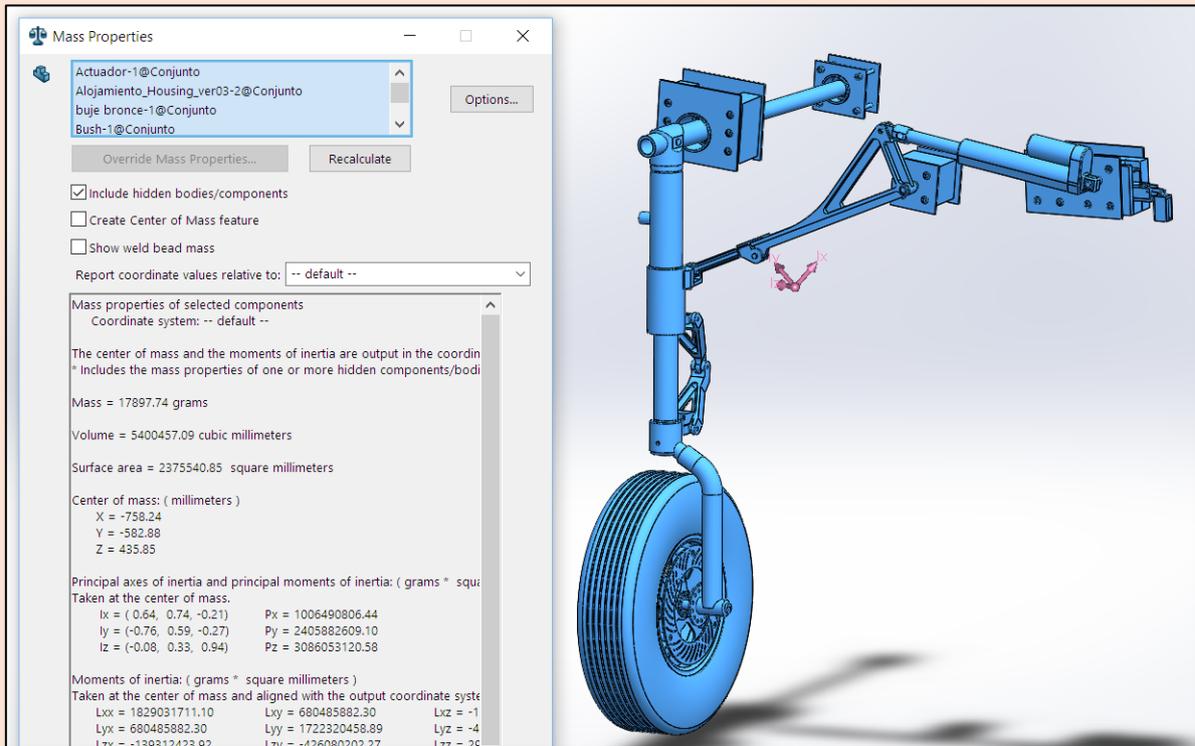


Figura 89: Peso total del Tren de Aterrizaje

Se puede ver en la Figura 89 que el peso total es de 17897 gramos por ala. Entonces el aporte total a la aeronave será de **35.8 Kg** ó un **5.5%** del Maximum Take Off Weight (MTOW).

## 7. MANTENIMIENTO

En caso de llevar a cabo un aterrizaje fuerte donde el factor  $n$  se aproxime al máximo de diseño 3, se sugiere realizar una inspección visual de los componentes más vulnerables. Aquellos se listan a continuación:

- Inspección visual de soldaduras (en caso de superar los 3g en aterrizaje realizar ensayos de tintas penetrantes)
- Contactos entre Tubo Intermedio y Porta Sellos de Amortiguador.
- Eje de unión Amortiguador/Mecanismo.
- Eje pivot (zona de seeger).
- Verificar que no haya pérdidas de aceite.
- Verificar presión de gas.

Cada 20 despegues realizar mantenimiento e inspección inclusive ante falta de aterrizajes graves.

Si inspecciones rutinarias encuentran ninguna falla, extender los intervalos de inspección a 30 y 40 despegues.

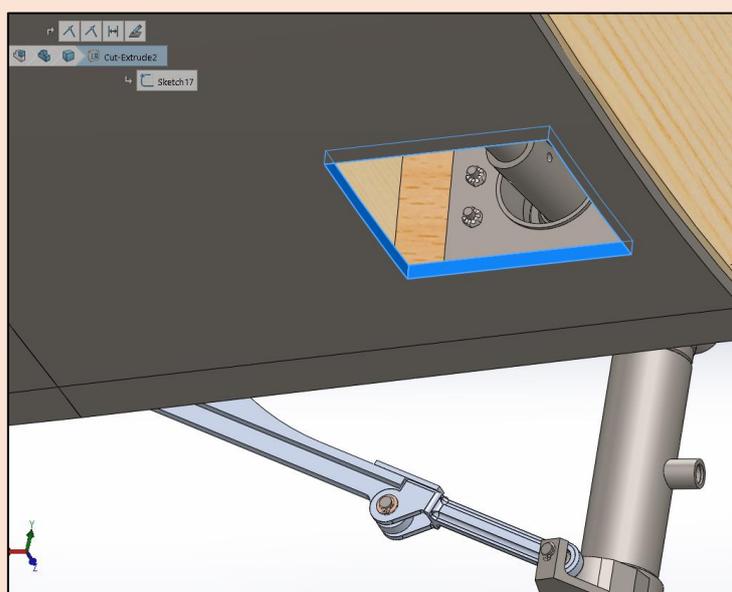


Figura 90: Compuerta de Inspección

Como se puede ver en la Figura 90, las inspecciones de los componentes internos de las alas se realizarán abriendo la compuerta ubicada debajo del ala y detrás del amortiguador. Este permite visualizar tanto los tubos, seegers, rodamiento, burlonería, etc.

## 8. FABRICACIÓN

Tabla 10: COMPONENTES

Nº REF	COMPONENTE	MATERIAL	COMPRA	TIPO
1	Tubo Eje Principal	Acero 4130	T1-3/8X.188	Tubo
2	Muñon Superior	Acero 4130	60x53x91.5	Macizo
3	Tubo Ext. Amort.	Acero 4130	T2X.065	Tubo
4	Porta Sellos	Acero 4130	Ø63.5x106 (2-1/2")	Redondo Macizo
5	Tubo Inter. Amort.	Acero 4130	T1-5/8X0.156	Tubo
6	Muñon Inferior	Acero 4130	Ø50.8x52 (2")	Redondo Macizo
7	Eje Rueda	Acero 4130	Ø26x200 (1-1/8")	Redondo Macizo
8	Fleje	Acero 4130	T1-1/4X0.125	Tubo
9	Soporte Inf. Tijera de Amort.	Alum. 2024	40x32x16	Macizo
10	Tubo Muñon/Fleje	Acero 4130	T3/4X0.250 *2	Tubo
11	Tubo Tijera de Amort.	Acero 4130	T5/8X0.065	Tubo
12	Soporte Sup. Tijera de Amort.	Alum. 2024	40x26x16	Macizo
13	Adaptador Actuador Elect.	Acero 4130	Ø26x50 (1-1/8")	Redondo Macizo
14	Tubo Eje Secundario	Acero 4130	T1X.156	Tubo
15	Alojamiento Rod. Chico	Acero 4130	T2X0.250 *1	Tubo
16	Placa Anclaje Larguero Falso	Acero 4130	80x92x0.125"	Plancha
17	Alojamiento Rod. Grande	Acero 4130	T2-3/4X0.250 *1	Tubo
18	Placa Anclaje Anterior	Acero 4130	145x125x0.125"	Plancha
19	Tubo Piston Interno	Acero 4130	T3/4X0.049	Tubo

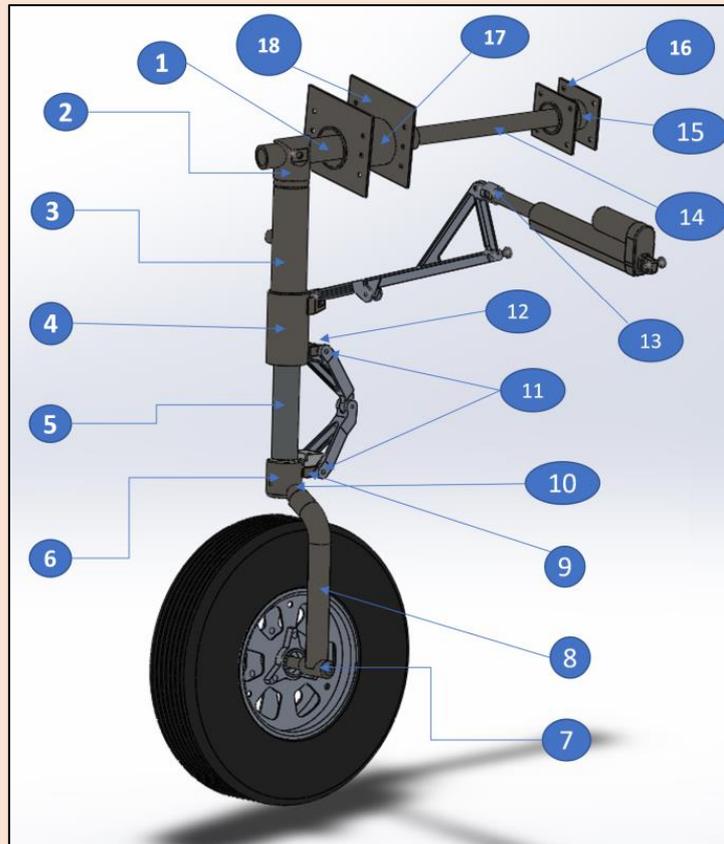


Figura 91: Referencia a Tabla 10: COMPONENTES

Los procesos de fabricación incluyen para los siguientes conjuntos:

## 8.1 Conjunto Eje Pivot

Tubo 1.375", 250 mm de largo:

- Agujereado 3 x  $\varnothing 6$  mm
- Agujereado 1 x  $\varnothing 10$  mm
- 2 x Ranurado para Circlip DIN 471 de 35mm

Tubo 1", 330 mm de largo:

- 2 x Ranurado para Circlip DIN 471 de 35mm

Se unen los tubos de 1.375" y 1" mediante soldadura botón sobre agujeros 3 x  $\varnothing 6$  mm

Tubo  $\varnothing 64$  mm OD, 6mm espesor:

- Torneado Interno y Externo, con tolerancia.
- Corte oblicuo de tubos.

Tubo  $\varnothing 47.3$  mm OD, 6mm espesor:

- Torneado Interno y Externo, con tolerancia.
- Corte oblicuo de tubos.

Chapas de 3mm de espesor

- Corte por agua de agujeros

Se unen los alojamientos de rodamiento a las chapas por cordón de soldadura en todo el contorno.

## 8.2 Conjunto Amortiguador

Muñón:

- Operaciones de Fresado y Torneado
- Agujereado para perno de anclaje a Eje Pívol. (Ver ANEXO)

Tubo Intermedio,  $\varnothing T1-5/8$ " mm OD, 3.96 mm espesor (ver ANEXO):

- Cortar a medida
- Soldar anillo tope
- Normalizar
- Rectificar
- Cromar
- Rectificar Cromado
- Pulir

Alojamiento de porta sellos, Tubo  $\varnothing 59.7$  mm OD, 6.6 mm espesor

- Torneado interno

- Madrinado y ranurado interno

Piston Sleeve, Tubo  $\varnothing 22.8$  mm OD, 1.9 mm espesor

- Cortado
- Torneado
- Roscado externo

Pistón, Redondo macizo bronce  $\varnothing 35$  mm OD

- Torneado externo
- Madrinado
- Roscado interno

Porta Sellos, Tubo  $\varnothing 50.8$  mm OD, 6.92 mm espesor

- Ranurado Interno
- “ Externo
- Biselado

Gusset Tijeras, Placa 16 mm espesor

- Fresado

Muñón inferior, redondo macizo  $\varnothing 50.8$  mm OD

- Torneado interno
- Agujereado

Tijeras, Placa Aluminio de 32 mm espesor

- Fresado
- Agujereado

Cuña Tope Tijeras, macizo de madera 40x40x20

- Fresado
- Agujereado

Acople Amort./Mecanismo, 2 Placas 28 mm espesor

- Fresado
- Agujereado
- Roscado

Pernos ranurados para Circlips

- Torneado
- Ranurado

### 8.3 Conjunto Mecanismo

Eslabones 2 y 3, Placas de 1"

- Corte por agua
- Fresado
- Agujereado

Adaptador para actuador, redondo macizo  $\varnothing 26$  mm OD x 54 mm de largo

- Torneado externo e interno
- Fresado
- Agujereado

Ejes de anclaje, redondo macizo  $\varnothing 14$  mm OD

- Torneado

Chapas de anclaje 1/8" de espesor

- Corte por agua de agujeros

Carro de Corredera, chapas de 1/8"

- Corte por agua de chapas
- Soldar
- Fresado

Gancho de solenoide, chapa de 1/8"

- Corte por agua

## 9. CONCLUSIONES

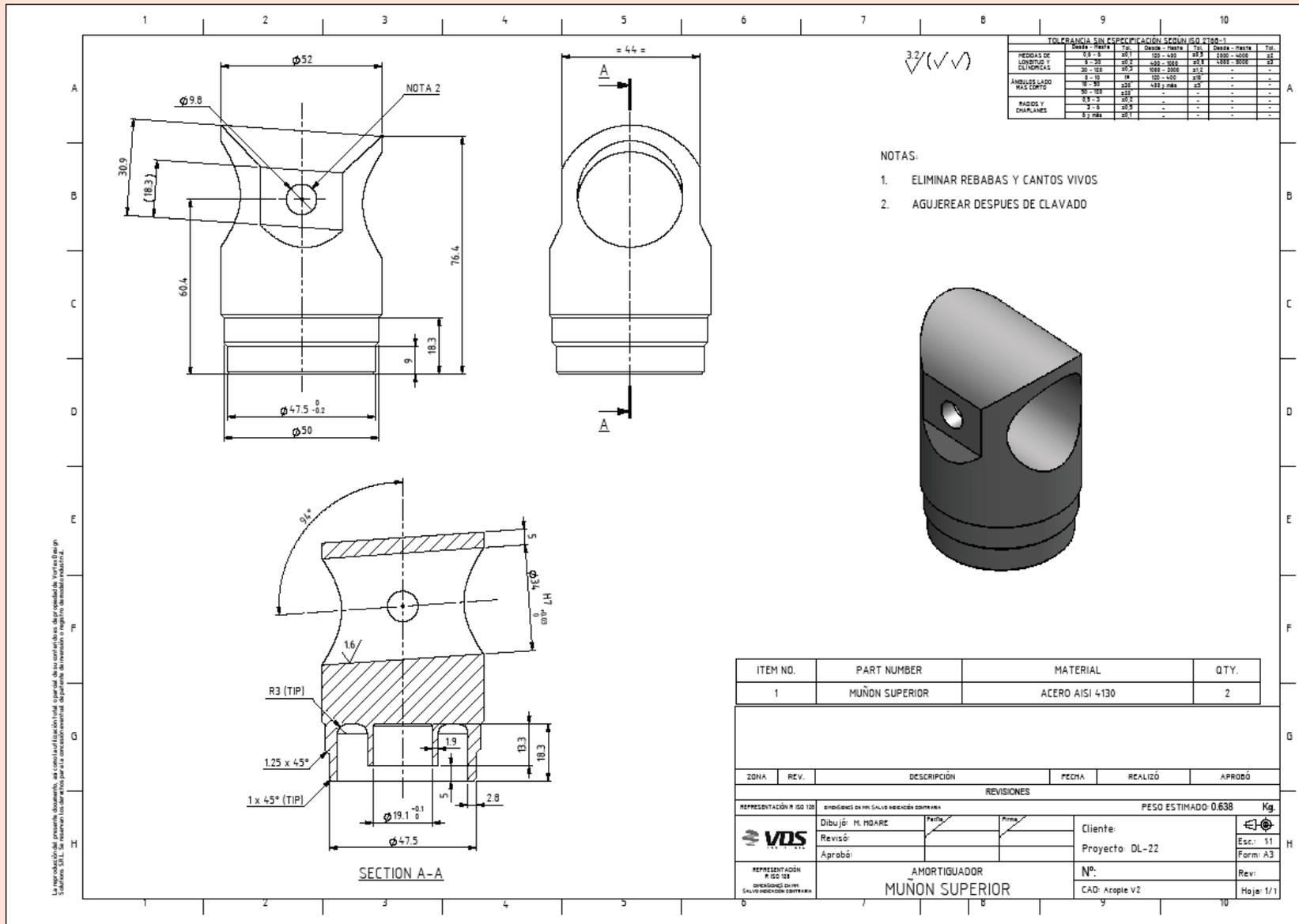
Se ha realizado el diseño de un tren de aterrizaje que cumple con los parámetros de diseño por norma CS-VLA. Se ha verificado que las peores condiciones de carga no poseen un peligro a la integridad estructural de los componentes del tren de aterrizaje. Se han presentado los planos de ingeniería de detalle para fabricación de los componentes.

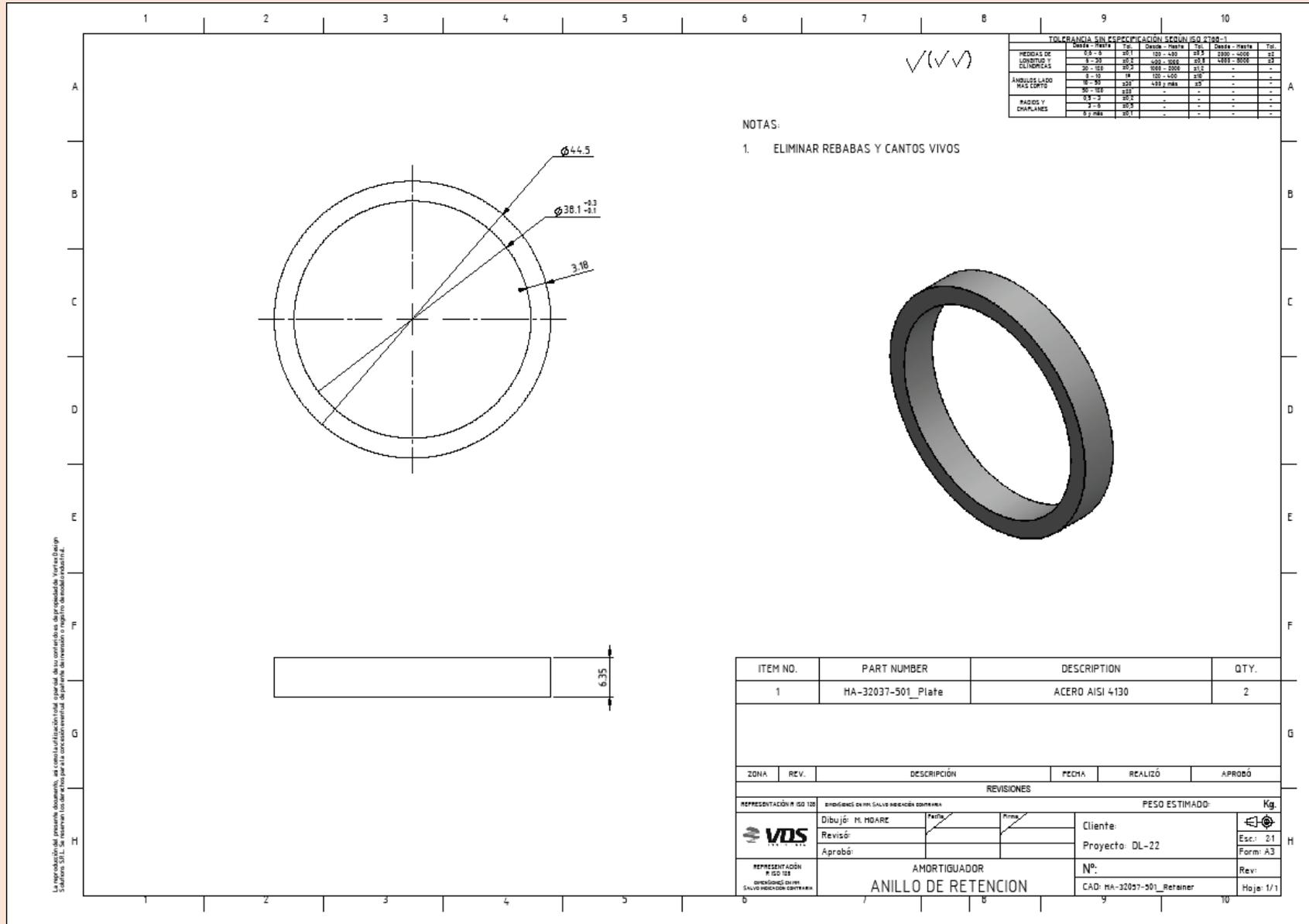
Este proyecto de diseño se ha realizado a lo largo de 1 año. Las decisiones tomadas en cuanto a diseño y fabricación fueron fruto de un intercambio continuo con el cliente. Se buscó siempre que el cliente este satisfecho tanto en los aspectos estéticos del diseño como también la viabilidad, costos de las alternativas propuestas y por supuesto la seguridad ante todo. Teniendo esto en cuenta, se considera que el diseño finalizado ha alcanzado nuestras expectativas como las del cliente.

## REFERENCIAS

- Aström, K. J., & Murray, R. M. (2009). *Feedback Systems*. New Jersey: Princeton University Press.
- Beer, F. P., Johnston, R. E., & Cornwell, P. J. (2010). *Mecánica Vectorial para Ingenieros: Dinámica*. Mexico D.F: McGrawHill.
- BUDYNAS, R. G., & YOUNG, C. W. (2002). *Roark's Formulas for Stress and Strain*. New York: McGraw-Hill.
- Gere, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de Materiales*. Mexico D.F.: CENGAGE Learning.
- Gomez, D. (2009). *Historia de los modelos de aviones producidos por la Fabrica Militar de Aviones*. Recuperado el 2009, de geocities:  
<https://web.archive.org/web/20021105045257/http://www.geocities.com:80/bacosistemas01/Ae22.html>
- Hulaczuk, S., & Vaccaro, H. (Oct de 1997). *Aviacion Argentina*. Obtenido de Ministerio de Educacion, Cultura, Ciencia y Tecnologia: <https://www.aviacionargentina.net/foros/forum/defensa-en-general/industria-investigacion-y-desarrollo-aeroespacial/6812-iae-22dl>
- Meier, E. (2018). *Wood Database*. Retrieved from <https://www.wood-database.com/white-spruce/>
- Pazmany, L. (1984). *Manual de Diseño Preliminar Pazmany PL-1*. San Diego, California.
- Raymer, D. P. (1992). *Aircraft Design: A Conceptual Approach*. Cylmar, California: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.
- Roskam, D. J. (1985). *Airplane Design*. Ottawa, Kansas: Roskam Aviation and Engineering Corporation.
- Scarpin, G. (2016). *Airframe Design (DL-22HA)*. Buenos Aires.

ANEXO





TOLERANCIA EN ESPECIFICACION SEGUN ISO 2768-1

Medida - Nota	Tol.	Desde - Hasta	Tol.	Desde - Hasta	Tol.
MEDIDAS DE LONGITUD Y CLINDRICAS	0.1 - 0	0.1 - 100	0.15	100 - 1000	0.2
	0.25	100 - 1000	0.3	1000 - 10000	0.4
	0.5	1000 - 10000	0.6	10000 - 100000	0.8
ANGULOS LADO MAS LENTO	0 - 15	10 - 100	15	100 - 1000	20
	15 - 30	100 - 1000	30	1000 - 10000	45
	30 - 100	1000 - 10000	60	10000 - 100000	90
RADIOS Y CHARANES	0.1 - 0	0.1 - 100	0.15	100 - 1000	0.2
	0.25	100 - 1000	0.3	1000 - 10000	0.4
	0.5	1000 - 10000	0.6	10000 - 100000	0.8

NOTAS:  
1. ELIMINAR REBABAS Y CANTOS VIVOS

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	HA-32037-501_Plate	ACERO AISI 4130	2

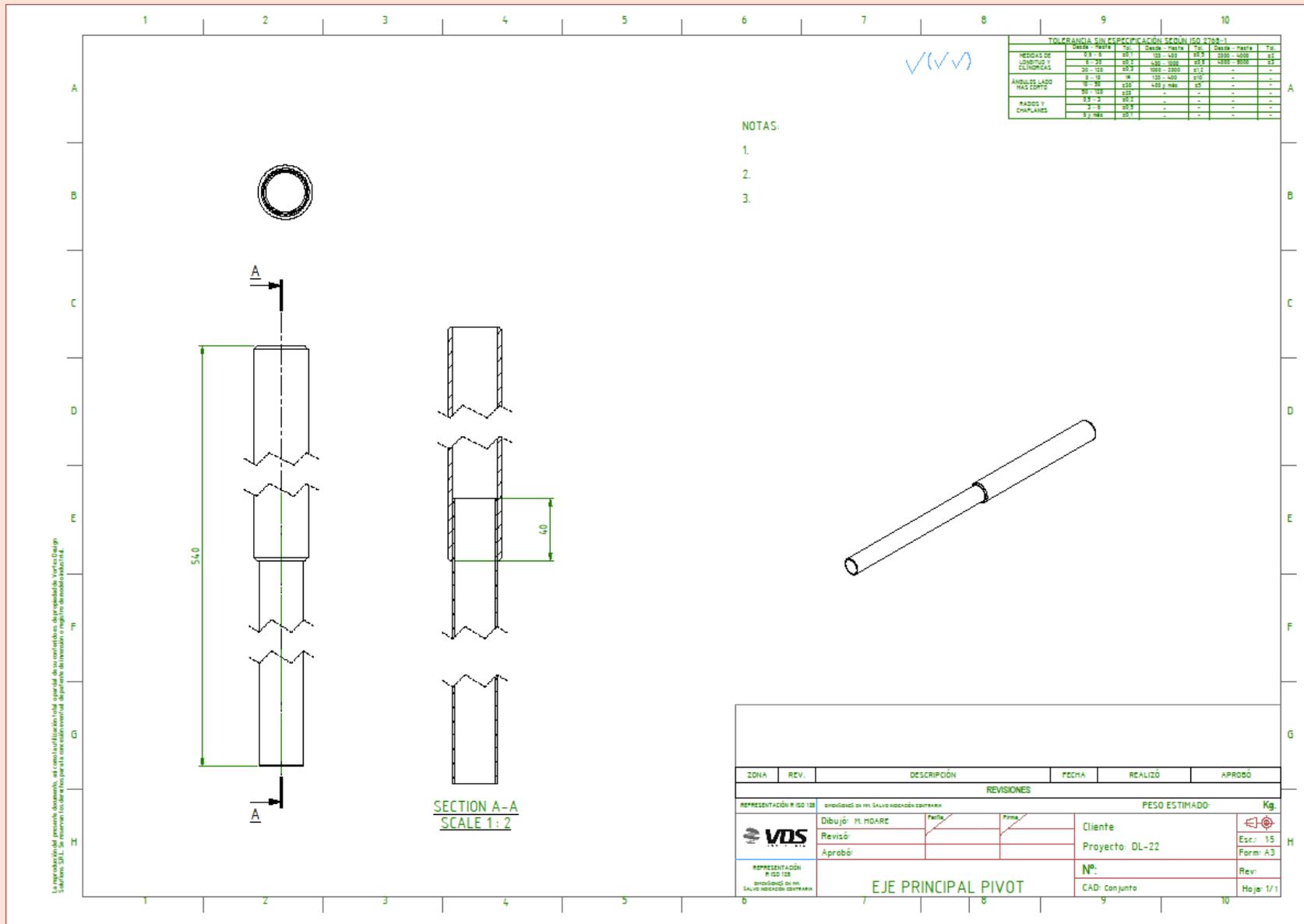
  

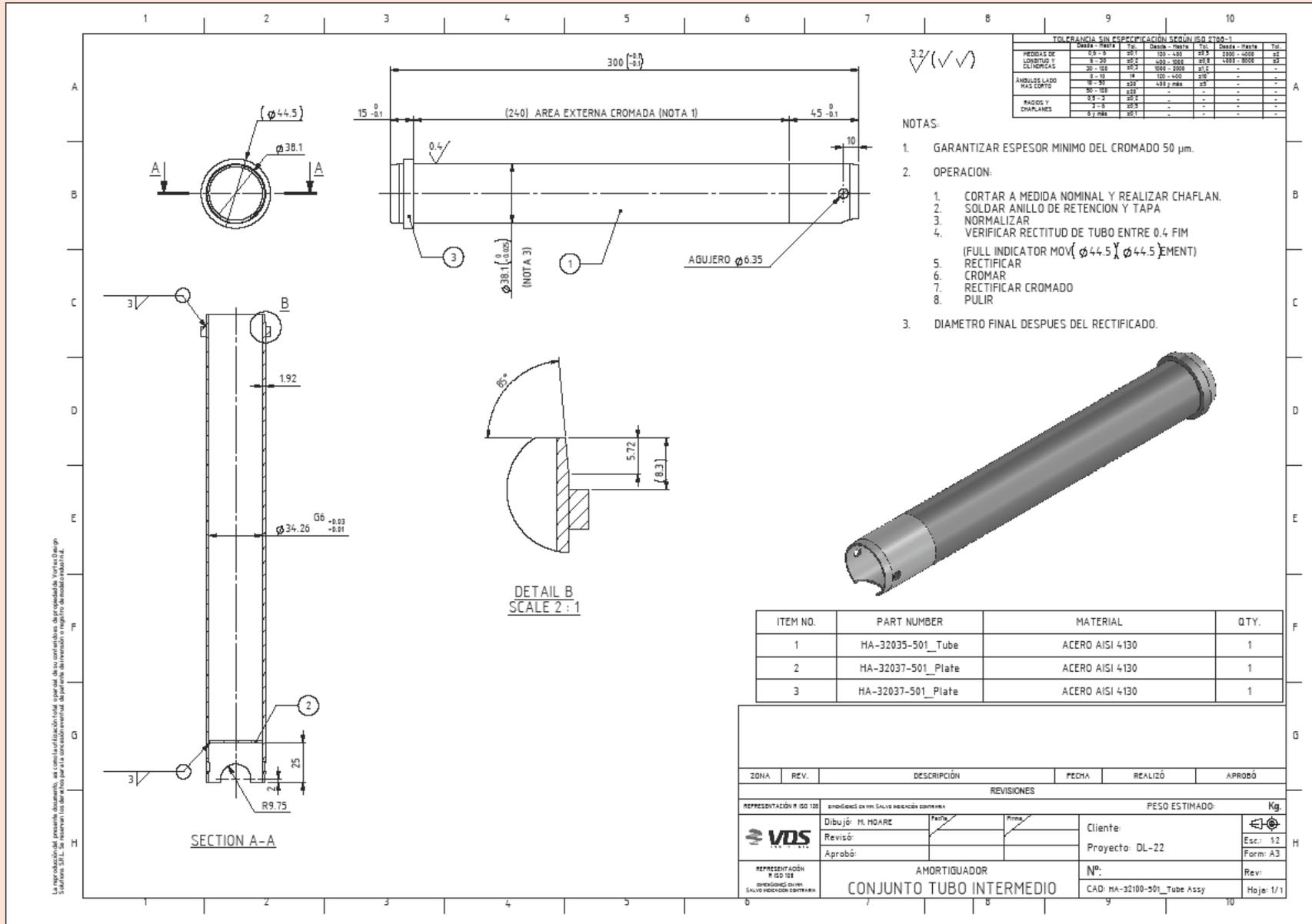
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	REALIZÓ	APROBÓ
REVISIONES					

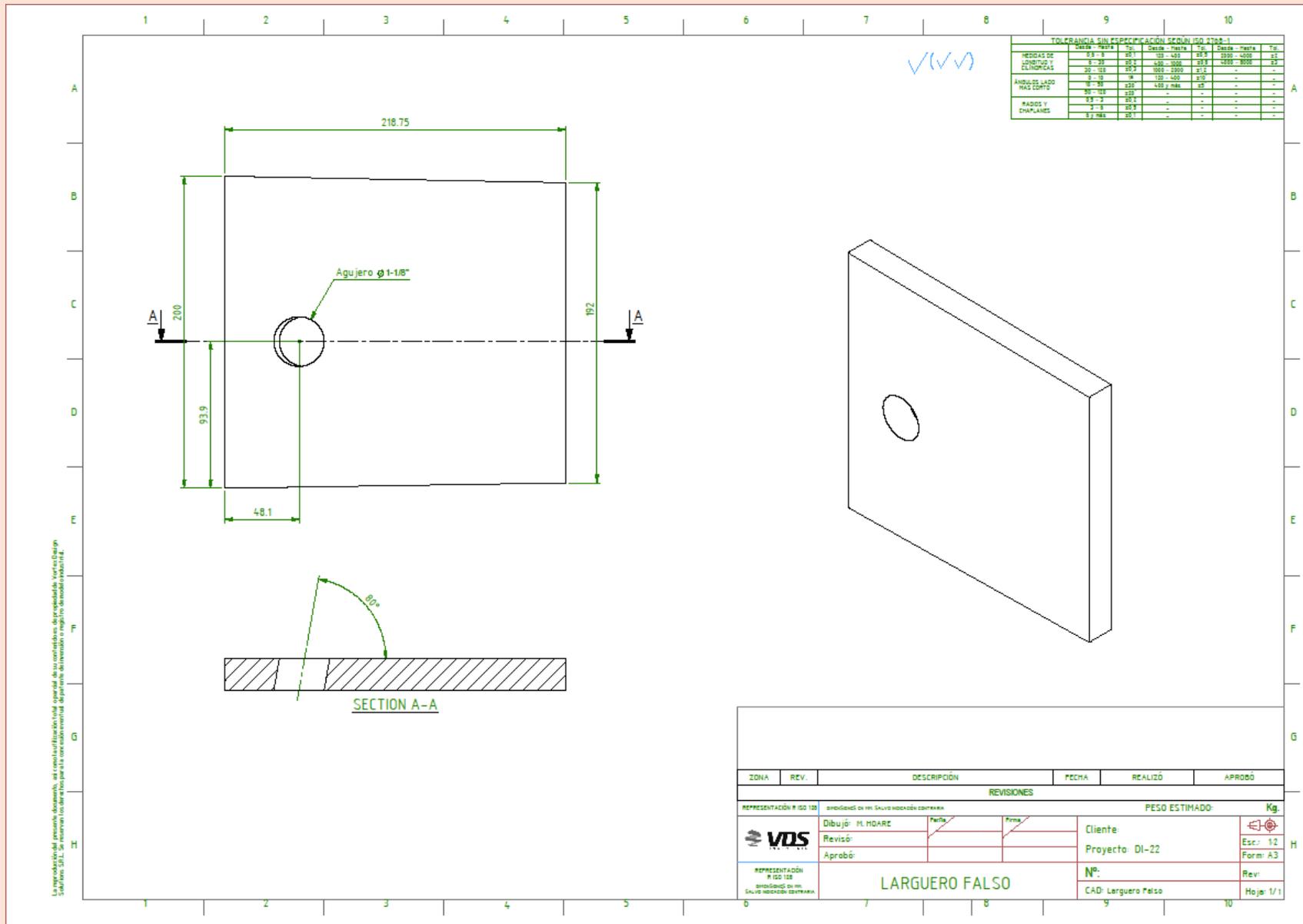
  

REPRESENTACIÓN N° ISO 100	EMPLEADOS DE M. SALVO RESERVA COMPLETA	PESO ESTIMADO:	Kg.
	Dibujó: M. NOARE	Fecha:	Finis:
	Revisó:		
	Aprobó:		
REPRESENTACIÓN N° ISO 100	OPERACIONES DE M. SALVO RESERVA COMPLETA	AMORTIGUADOR	N°:
		ANILLO DE RETENCION	CAD: HA-32037-501_Retainer
			Rev:
			Hoja: 1/1

La reproducción del presente documento, así como la distribución total o parcial de sus contenidos, de propiedad de Vector Design Solutions S.R.L., se reservan los derechos para la consecución eventual de patentes de invención o registro de marcas o similares.

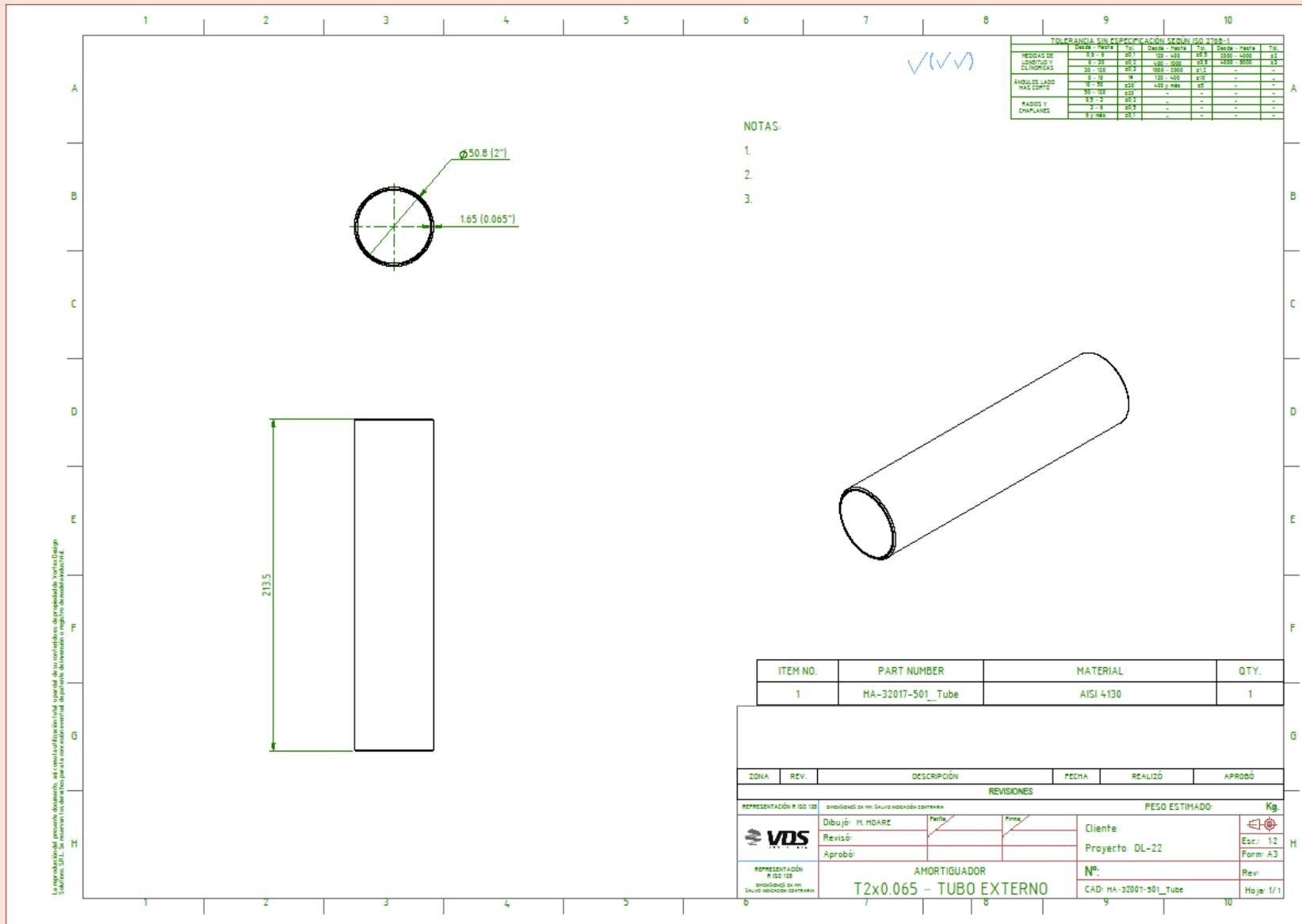


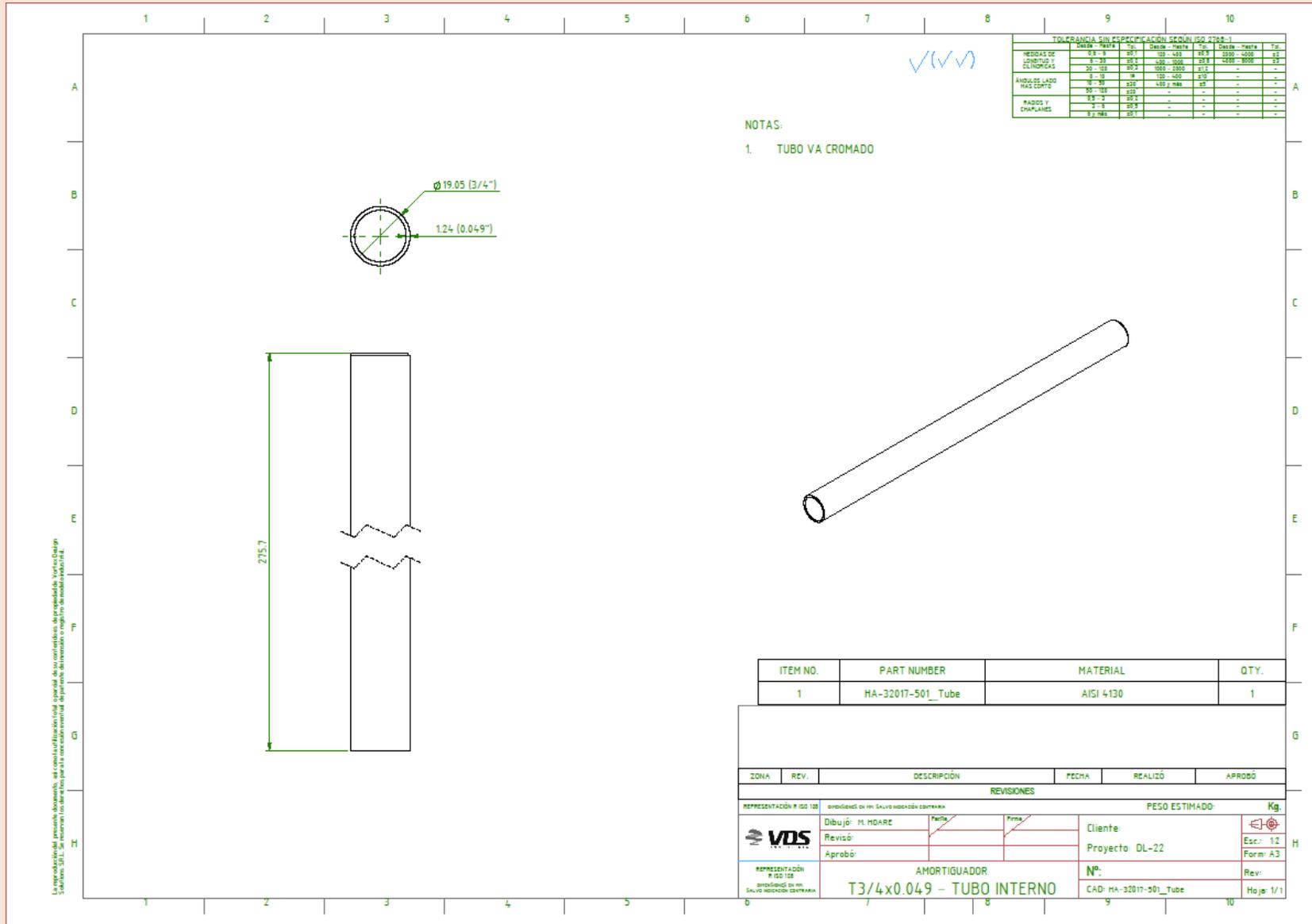


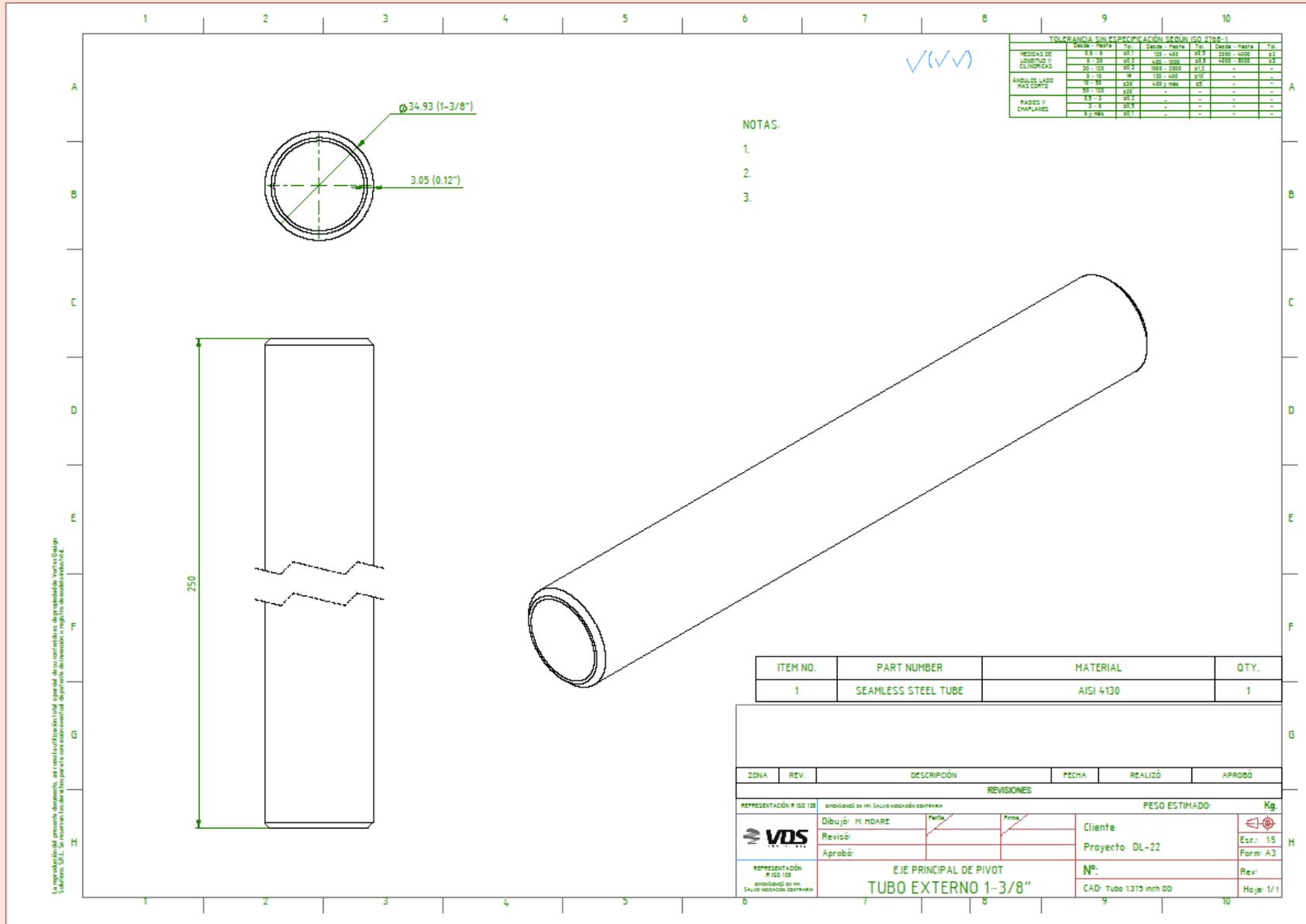


La representación, impresión, montaje, etc. de este dibujo, total o parcial, de sus modificaciones, de su propiedad, de propiedad de VDS o de cualquier otra persona, sin el consentimiento escrito de VDS, constituye una infracción de los derechos de propiedad intelectual y será sancionada de acuerdo a la legislación aplicable.

ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZÓ	APROBÓ
REVISIONES					
REPRESENTACIÓN N° ISO 100		PROYECTADO O EN SU LUGAR INDICACIÓN CORRECTIVA		PESO ESTIMADO: Kg.	
		Dibujó: HL HSARE	Fecha:	Finis:	Cliente:
		Revisó:			Proyecto: DI-22
		Aprobó:			Esc.: 1:2
REPRESENTACIÓN N° ISO 12B		LARGUERO FALSO			Form: A3
INDICACIÓN DE UN SALVO INDICACIÓN CONTRARIA		N°:			Rev:
		CAD: Larguero Falso			Hoja: 1/1





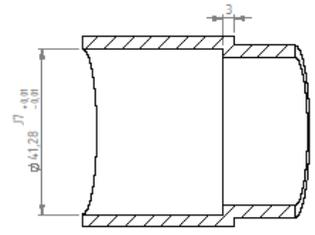
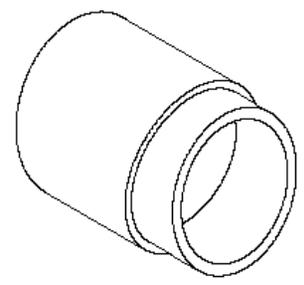
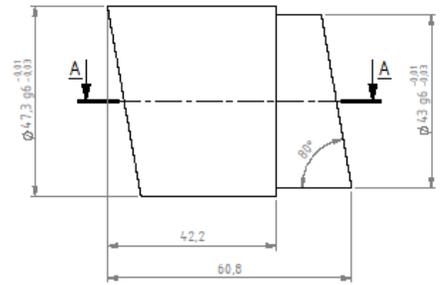




Este documento es propiedad de FALCK S.A. Su reproducción o la transmisión o la transformación a un tercero, como así también la comunicación o utilización, total o parcial de su contenido, en esta o cualquier otra forma, sin el consentimiento escrito de FALCK S.A. quedan expresamente prohibidos, especialmente en el caso de patentes o registros de invención (patentes y patentes). Este documento debe ser destruido una vez que su utilización no sea necesaria, a menos que la extensión del tiempo sea obligatoria por mandato escrito de FALCK S.A.

TOLERANCIA SIN ESPECIFICACIÓN SEGÚN ISO 2768-1

	H7		h6	
	Desde - Hasta	Tol.	Desde - Hasta	Tol.
MEDIDAS DE LONGITUD	0 - 3	±0,1	100 - 400	±0,3
	3 - 30	±0,2	400 - 1000	±0,5
	30 - 100	±0,3	1000 - 2000	±1,0
	0 - 10	±0,1	100 - 400	±0,3
	10 - 30	±0,2	400 - 1000	±0,5
	30 - 100	±0,3	-	-
	0 - 2	±0,1	-	-
	2 - 6	±0,2	-	-
	6 y más	±0,3	-	-



SECTION A-A

- NOTAS:
- 1.
  - 2.
  - 3.

ITEM NO.	PART NUMBER	MATERIAL	QTY.
1	Alojamiento	ACERO 4130	2

ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZÓ	APROBÓ
REVISIONES					
REPRESENTACIÓN N° ISO 100				PESO ESTIMADO: 0,175 Kg.	
Dibujó: H. MOARE		Fecha: / /		Cliente:	
Revisó:		Firma: / /		Proyecto: DL-22	
Aprobó:				N°:	
VDS		Tubo Anclaje Chico		Rev:	
		TREN DL-22		CAD: Alojamiento_Housing_ver03	
				Hoja: 1/1	

