

ANEXO 1. Cálculos selección de sensores y actuadores

El procedimiento se realizó con respecto a la guía de selección de motores que ofrece la empresa Pittman Motors [12].

A.1.1 Selección motor principal

A.1.1.1 Cálculo masa de los proyectiles.

Se usarán proyectiles cuyo $\phi = 55 \text{ mm}$, $\rho = 600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Dónde:

ϕ , diámetro de los proyectiles
 ρ , densidad promedio de la madera
 m , masa del proyectil
 V , volumen de la esfera

La densidad es:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = V \rho$$

Se procede a prever el valor del volumen de la esfera

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3$$

$$V = \frac{4}{3} \pi (27.5)^3$$

$$V = 8.71 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Reemplazando datos:

$$m = \left(600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) (8.71 \times 10^{-5} \text{ m}^3)$$

$$m = 52.54 \text{ g}$$

A.1.1.2 Cálculo de la energía cinética deseada.

La velocidad deseada es $70 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, ya que en la hoja de datos de armas no letales similares [6] las velocidades a la salida del cañón varían entre $70 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ y $80 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

El cálculo de la energía cinética obtenida a través del sistema diseñado será:

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2$$

$$E_c = \frac{1}{2} (52.24)(70)^2$$

$$E_c = 127.99 J$$

La energía cinética a la salida de cañón en armas similares, en base a sus hojas de datos [5] [6] es:

$$m_{\text{proyectil}} = 70 g$$

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2$$

$$E_c = \frac{1}{2} (70)(70)^2$$

$$E_c = 171.5 J$$

Por lo tanto el valor obtenido es muy próximo a los de un arma no letal convencional (ANEXO A.3.2).

La figura A.1.1.2-1 representa el D.C.L de un proyectil durante la aceleración.

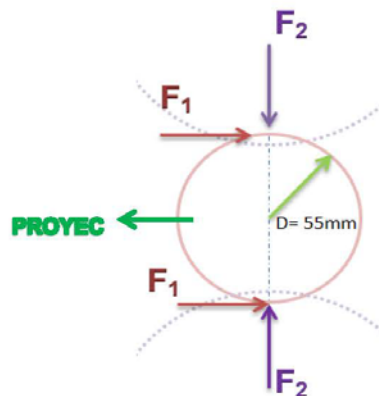


Figura A.1.1.2-1 D.C.L proyectil.

Se hace el análisis de fuerzas que actúan sobre el mismo.

$$\sum F_x = m \cdot a_x$$

$$\sum F_y = 0$$

En el eje x:

$$2F_1 = m \cdot a_x$$

$$F_1 = \frac{1}{2} m \cdot a_x$$

Para garantizar que el proyectil no resbale en la superficie del disco, se debe cumplir

$$F_1 \leq f_e \quad [1.1-1]$$

$$F_2 = N$$

$$f_e = F_2 * \mu_e$$

Dónde:

μ_e , coeficiente de fricción estático

$\mu_e = 0.7$, entre caucho y madera [13].

$$F_1 = m \cdot a_x$$

$$a_x = \frac{\Delta v}{t}$$

$$a_x = \frac{70 \frac{m}{s}}{0.5 s}$$

$$a_x = 140 \frac{m}{s^2}$$

Reemplazando:

$$F_1 = \frac{1}{2} m \cdot a_x$$

$$F_1 = \frac{1}{2} (0.05224) \cdot (140) \frac{Kg \cdot m}{s^2}$$

$$F_1 = 3.6568 N \approx 3.7 N$$

Por otro lado de [1.1-1] se tiene:

$$3.7 \leq (0.7) \cdot F_2$$

$$F_2 \geq 5.29 \approx 6 N$$

Para asegurar que exista dicha fuerza de compresión se redujo la distancia entre discos en 2 milímetros de forma que exista presión sobre el proyectil.

Se debe tener en consideración realizar pruebas de concepto para validar la información mencionada.

Dónde:

a_x , aceleración lineal.

v , velocidad máxima.

m , masa del proyectil

t , tiempo

P_n , potencia nominal

\emptyset , diámetro del proyectil
 r , radio del proyectil

A.1.1.3 Cálculo de la potencia nominal

Según las condiciones mencionadas el valor de la potencia nominal será:

$$P_n = \frac{W}{t}$$

$$P_n = \frac{F \cdot d}{t}$$

$$P_n = F \cdot V$$

$$P_n = (3.7N) \cdot \left(70 \frac{m}{s}\right)$$

$$P_n = 259 W$$

A.1.1.4 Cálculo de la potencia requerida y torque nominal.

Se asume una eficiencia de 80% por parte del motor

Dónde:

P_{req} , potencia requerida

P_n , potencia nominal

n , eficiencia del motor

$$P_{req} = \frac{P_n}{n}$$

$$P_{req} = \frac{259 W}{80\%}$$

$$P_{req} = 323.7 W \approx 0.43 Hp$$

El torque nominal será:

V_{tg} , velocidad tangencial.

r , radio interno del disco.

τ_{rms} , torque promedio.

ω , velocidad angular.

$$V_{tg} = 70 \frac{m}{s}$$

$$r = 0.14m$$

$$\tau = \frac{P}{\omega}$$

$$\tau_{rms} = \frac{323.7}{4700 \left(\frac{2\pi}{60}\right)}$$

$$\tau_{rms} = 0.657 \text{ Nm}$$

A.1.1.5 Cálculo del torque de arranque.

Para ello se obtuvo el valor de la inercia del disco con respecto al eje de giro mediante el programa autodesk inventor (figura A.1.1.5-1).



Figura A.1.1.5-1 Momento de inercia respecto al eje de giro.

$$I_{disco} \rightarrow I = \int R^2 \cdot dm$$

$$I_T = 31990.004 \text{ Kg mm}^2$$

Cálculo del torque necesario en el eje para acelerar la inercia de la carga.

$$\tau_A = \tau_J + \tau_f + \tau_g$$

Dónde:

I_T , Inercia del disco respecto del eje de giro.

τ_a , torque de arranque.

τ_J , torque requerido para sobreponer la inercia de la carga.

τ_f , torque requerido para sobreponer la fricción.

τ_g , torque requerido para sobreponer la gravedad.

$\tau_f = 0$, No resbala.

$\tau_g = 0$, La gravedad no ejerce efecto directamente al acelerar el disco.

$$\tau_J = I_T \cdot \alpha$$

Se sabe que:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t}$$

Según la tabla 9.1 de acuerdo a la IEEE en el libro de Vargas Machuca [14] el tiempo máximo de marcha para motores de potencia menores 5 KW debe ser como máximo 6 segundos.

En este caso se estima un tiempo aproximado de 1 segundo.

$$\alpha = \frac{492.2 - 0}{1} = 492.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\tau_a = I \cdot \alpha$$

$$\tau_j = (31990.004)(492.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}})$$

$$\tau_j = 15745479.97 \text{ Kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$$\tau_j = 15.75 \text{ N} \cdot \text{m} = \tau_a$$

Entonces el torque de arranque necesario es:

$$\tau_a = 15.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Resumiendo los requerimientos:

$$\tau_a = 15.75 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad \tau_{rms} = 0.657 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad P = 0.43 \text{ Hp}$$

A.1.1.6 Cálculo potencia pico necesario.

Dónde:

P_{PK} , Potencia pico.
 τ_a , Torque de arranque
 ω_{PK} , velocidad angular pico.

$$P_{PK} = \tau_a \cdot \omega_{PK}$$

$$P_{PK} = (15.75 \text{ Nm}) \cdot \left(492.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

$$P_{PK} = 7752.15 \text{ W}$$

Potencia que debe ser suministrada por el motor seleccionado durante el arranque.

$$P_{PK} = 10.39 \text{ Hp}$$

Con los parámetros calculados se realiza la selección del motor necesario.

A.1.1.7 Resumen requerimientos y selección del motor

De acuerdo a los valores obtenidos se debe seleccionar un motor que pueda proporcionar los requerimientos picos necesarios, en consecuencia el motor que más se adapta a nuestras necesidades es el EMC-ME0909 de la empresa Electric motor sport. Las especificaciones del motor en relación con las curvas características proporcionadas por el fabricante (figura A.1.1.7-1) son:

Motor Specs

Brush-Type Permanent Magnet DC Motor

Power: 4 cont-- 12.8 pk hp
 Voltage: 12-48 Volt rated
 Speed: 2150-4850 rpm0
 Size: 6" OD, (w/o shaft)
 Shaft: 7/8"x 1-3/4", 3/16" key
 Motor Weight: 24 lbs.



Figura A.1.1.7-1 Especificaciones del motor

Además:

$$\text{Constante torque: } 0.102 \frac{Nm}{A}$$

$$\text{Constante voltaje: } 0.0107 \frac{V}{RPM}$$

A.1.1.8 Cálculo corriente pico.

Con los parámetros dados, calculamos el pico de corriente.

Dónde:

I_{PK} , corriente pico.

K_{τ} , constante torque.

$$I_{PK} = \frac{\tau_a(motor)}{K_{\tau}}$$

$$I_{PK} = \frac{15.75 Nm}{0.102 \frac{Nm}{A}}$$

$$I_{PK} = 154.41 A$$

Las especificaciones del motor indican que este puede soportar una corriente continua de 100A y corriente pico de 300A hasta por 30 segundos.

A.1.1.9 Cálculo de la corriente promedio que el sistema requerirá

$$I_{rms} = \frac{\tau_{rms}}{K_T}$$
$$I_{rms} = \frac{0.657 \text{ Nm}}{0.102 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}}$$
$$I_{rms} = 6.44 \text{ A}$$

A.1.1.10 Cálculo voltaje mínimo para alcanzar la potencia pico:

$$V_{(min)} = \omega_{PK} \cdot K_E$$

Dónde:

K_E , constante voltaje.

$$V_{(min)} = \left(492.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) \left(0.0107 \frac{\text{V}}{\text{RPM}}\right)$$
$$V_{(min)} = (4700 \text{ RPM}) \left(0.0107 \frac{\text{V}}{\text{RPM}}\right)$$
$$V_{(min)} = 50.29 \approx 50 \text{ V}$$

Además la potencia nominal real al considerar la verdadera eficiencia del motor es:
 $n = 90 \%$.

$$P_{req} = \frac{P_n}{n}$$
$$P_{req} = \frac{259 \text{ W}}{90 \%}$$
$$P_{req} = 287.78 \text{ W}$$

Los parámetros finales serán:

$$\tau_{rms} = \frac{P_{nominal}}{\omega_{nominal}}$$
$$\tau_{rms} = \frac{287.78 \text{ W}}{492.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$
$$\tau_{rms} = 0.585 \text{ Nm}$$
$$\tau_a = 15.75 \text{ Nm}$$
$$P_{PK} = 7752.15 \text{ W}$$
$$\omega_{PK} = 492.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 4700 \text{ RPM}$$

$$P_{rms} = 287.78 W$$

El control del motor se realizará por medio del controlador Altrax AXE 4834 48V 300A que ofrece la empresa para el motor seleccionado. El paquete de compra proporciona, además, los contactores, cables y fusibles requeridos. Asimismo, dicho equipo permite realizar un gobierno de la velocidad por medio de un potenciómetro externo que este proporciona.

A.1.2 Selección motor secundario

La velocidad de los motores secundarios está representada en la figura A.1.2-1.

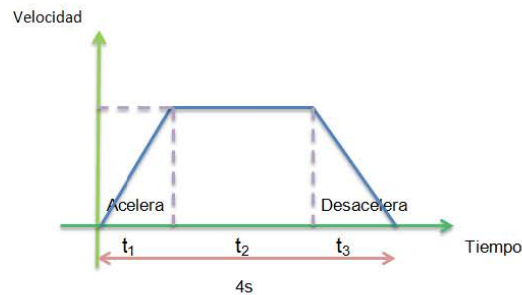


Figura A.1.2-1 velocidad de los motores secundarios

Observación: Representa la velocidad en todo el recorrido (extremo a extremo)

Dónde:

Longitud de arco: 1.958m
 Perfil de movimiento: trapezoide

A.1.2.1 Potencia promedio

$$P = \frac{F \cdot d}{t}$$

Calculamos F según el D.C.L siguiente:

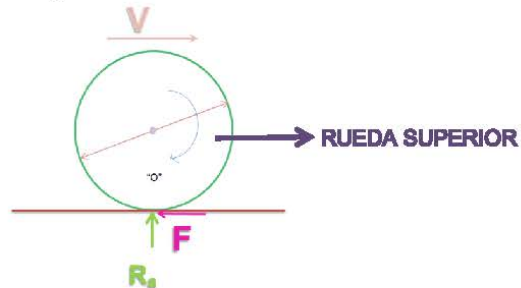


Figura A.1.2.1-1 diagrama de cuerpo libre

Además en el punto "O" se tiene:



Figura A.1.2.1-2 Fuerzas en el punto "O"

Donde $F \leq f$, para evitar resbalar. Además se sabe que el coeficiente de fricción estático entre el nylon y acero es aproximadamente de 0.7 [15].

$$F \leq f = \mu_e \cdot N \cdot g$$

Dónde: $N = R_a = 29.98 \text{ Kg} - f$ (figura A.2.3.1-1)

$$F \leq f = (0.7) \cdot (29.98 \text{ Kg} - f) \cdot (9.81)$$

$$f = 205.87 \text{ N}$$

Este valor será la máxima fuerza de fricción estática que se puede aplicar en la parte inferior de las ruedas.

Para efectos del caso se asume un $F = 50 \text{ N}$
Luego la potencia nominal será:

$$P = \frac{50(1.958)}{4}$$

$$P = 24.475 \text{ W}$$

A.1.2.2 Cálculo de la velocidad pico: (figura A.1.2-1)

Para el perfil de velocidad definido tenemos:

$$V_{pico} = \frac{3}{2} \cdot \frac{d}{t}$$

$$V_{pico} = \frac{3}{2} \cdot \frac{(1.958)}{4}$$

$$V_{pico} = 0.73 \frac{m}{s}$$

A.1.2.3 Calculamos la velocidad angular pico:

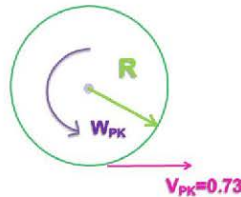


Figura A.1.2.3-1 Diagrama rueda superior carril.

De la figura A.1.2.3-1 se tiene que:

$$\omega_{pico} = \frac{V_{pico}}{R}$$

$$R = 0.0381m$$

$$\omega_{pico} = \frac{0.73m/s}{0.0381m}$$

$$\omega_{pico} = 19.16 \text{ rad/s}$$

En RPM

$$\omega_{pico} = 182.96 \text{ RPM}$$

A.1.2.4 Cálculo de la inercia del sistema respecto al eje de giro

Del software de diseño autodesk inventor, la inercia para el eje principal (figura A.1.2.4-1) respecto al centro de masa es:

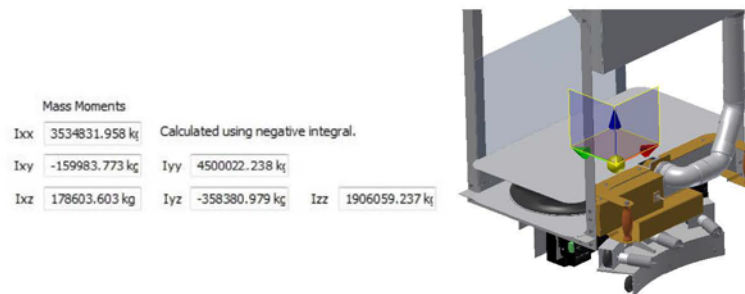


Figura A.1.2.4-1 Momento de inercia respecto al centro de masa.

$$I_{carga} = 4500022.23 \text{ Kgm}^2$$

Para calcular la inercia del sistema con respecto al eje de rotación del motor central se realiza una aproximación de la distancia entre dicho eje y el eje principal, entonces por teorema de Steiner podemos aproximar la inercia del conjunto.

$$I_T = I_{cm} + d^2 \cdot M$$

$$I_T = 4500022.23 + 155.794^2 \cdot 71.094$$

$$I_T = 4524365.74 \text{ Kgm}^2$$

A.1.2.5 Torque necesario en el eje para acelerar la carga inercial

Se procede a calcular el torque de arranque requerido para sobreponer la inercia del sistema usando los tres motores.

En la figura A.1.2.4-2 se presenta el DCL equivalente para el carril principal durante el traslado.

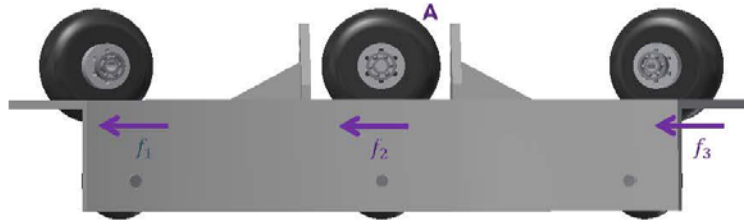


Figura A.1.2.5-1 Momento de inercia respecto al eje de la rueda A.

$$\tau_J = I_T \cdot \alpha = \sum T_A$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t} = \frac{19.16 - 0}{\frac{4}{3}} = 14.37 \frac{rad}{s^2}$$

$$\tau_J = (4524365.74 \text{ Kgmm}^2) \cdot (14.37 \frac{rad}{s^2})$$

$$\tau_J = f_1 \cdot r_1 + f_2 \cdot r_2 + f_3 \cdot r_3 = 65.01 \text{ Nm}$$

Dónde:
 r_1, r_2 y r_3 Radios de las ruedas.

Asumiendo que se exija una fuerza de igual magnitud en todos los motores.

$$f_1 \cdot r_1 = f_2 \cdot r_2 = f_3 \cdot r_3 = T_A$$

$$\tau_J = 65.01 = 3 \cdot T_A$$

$$T_A = 21.67 \text{ Nm}$$

El torque promedio será:

$$P_{promedio} = \tau_{promedio} \cdot \omega$$

$$\tau_{promedio} = \frac{24.475 \text{ W}}{19.16 \frac{rad}{s}}$$

$$\tau_{promedio} = 1.27 \text{ Nm}$$

Luego se calcula la potencia pico requerida:

$$P_{PK} = T_A \cdot \omega_{PK}$$

$$P_{PK} = (21.67) \cdot (19.16)$$

$$P_{PK} = 415.23 \text{ W}$$

Con los parámetros calculados se hace la selección del motor que pueda cubrir los requerimientos.

Los parámetros del motor seleccionado se pueden ver en la figura A.1.2.5-2.

Valores a tensión nominal	
Tensión nominal	48 V
Velocidad en vacío	5370 rpm
Corriente en vacío	732 mA
Velocidad nominal	4960 rpm
Par nominal (máx. par en continuo)	747 mNm
Corriente nominal (máx. corriente en continuo)	9.38 A
Par de arranque	11800 mNm
Corriente de arranque	139 A
Máx. rendimiento	86 %
Datos característicos	
Resistencia entre terminales	0.345 Ω
Inductancia en terminales	0.273 mH
Constante de par	84.9 mNm/A
Constante de velocidad	113 rpm
Relación velocidad/par	0.457 rpm/mNm
Constante de tiempo mecánica	3.98 ms
Momento de inercia del rotor	831 gcm ²

Figura A.1.2.5-2 Datos generales motores secundarios.

Dado que el torque requerido es mayor se realiza el uso de una caja reductora con relación de 25:1

En la hoja de datos de la caja reductora se obtiene que el máximo rendimiento es de 75%.

$$\tau_{a(motor)} = \tau_{caja\ reductora(entrada)} = \frac{\tau_{caja\ reductora(salida)}}{N} \cdot \left(\frac{1}{n}\right)$$

Además:

$$P_{PK(motor)} = \tau_{a(motor)} \cdot \omega_{PK(motor)}$$

Entonces se obtiene:

$$\tau_{a(motor)} = \frac{21.67}{25} \cdot \left(\frac{1}{75\%}\right)$$

$$\tau_{a(motor)entrada} = 1.15\ Nm, \text{ en el motor}$$

$$\tau_{rms(motor)} = \frac{1.27\ Nm}{25} \cdot \frac{1}{75\%}$$

$$\tau_{rms(motor)} = 0.067\ Nm, \text{ en el motor}$$

$$\omega_{pico(motor)} = (182.96\ RPM)(25)$$

$$\omega_{pico(motor)} = 4574\ RPM = 478.98 \frac{rad}{s}$$

La potencia pico P_{pico} suministrada será:

$$P_{pico} = (1.15)(478.98)$$

$$P_{pico} = 550.82 \text{ W}$$

Potencia que puede ser suministrada por el motor seleccionado durante el arranque.

Cálculo corriente pico requerida:

$$I_{PK} = \frac{\tau_a(\text{motor})}{K_T}$$

$$I_{PK} = \frac{1.15 \text{ Nm}}{84.9 \frac{\text{mNm}}{\text{A}}}$$

$$I_{PK} = 13.54 \text{ A}$$

Dónde:

I_{PK} , corriente pico.

K_T , constante torque.

Cálculo corriente promedio requerida:

$$I_{rms} = \frac{\tau_{rms}(\text{motor})}{K_T}$$

$$I_{rms} = \frac{0.067 \text{ Nm}}{84.9 \frac{\text{mNm}}{\text{A}}}$$

$$I_{rms} = 0.79 \text{ A}$$

Dónde:

I_{rms} , corriente promedio.

El control de cada motor se realizará por medio del controlador ESCON 70/10, 4-Q para motores CC/EC que ofrece la empresa para el motor seleccionado. Asimismo, dicho equipo permite realizar un gobierno de la velocidad por medio de modulación por ancho de pulso (PWM). Señales que saldrán directamente desde la tarjeta de control.

A.1.3 Selección componentes sensor infrarrojo

El sistema contará con dos sensores infrarrojos, ambos encargados de detectar la presencia de un pin alojado en la parte inferior de la horquilla. Según detecten a este se activarán los motores secundarios con el sentido de giro respectivo.

Electro-Optical Characteristics (Ta=25°C)

Parameter	Symbol	Min.	Typ.	Max.	Unit	Condition
Radiant Intensity	I_r	7.8	20	-----	mW/sr	$I_f=20mA$
		-----	85	-----		$I_f=100mA$
Peak Wavelength	λ_p	-----	940	-----	nm	$I_f=20mA$
Spectral Bandwidth	$\Delta\lambda$	-----	45	-----	nm	$I_f=20mA$
Forward Voltage	V_F	-----	1.2	1.5	V	$I_f=20mA$
		-----	1.4	1.8		$I_f=100mA$
Reverse Current	I_R	---	---	10	μA	$V_R=5V$
View Angle	2θ1/2	---	20	---	deg	$I_f=20mA$

Figura A.1.3-1 Características opto eléctricas IR333_A DATASHEET

A.1.3.1 Emisor:

Se calcula el valor de la resistencia R_{28} de la figura A.1.3.2-1:

$$I_f = I_1 = 20mA$$

$$V_{CC} = V_{D80} + V_{R28}$$

Según la hoja de datos, el voltaje típico del diodo es 1.2V para una corriente de 20mA.

$$V_f = V_{D80} = 1.2V$$

$$V_{CC} = V_{D80} + V_{R28}, \text{ reemplazando valores.}$$

$$5 = 1.2 + V_{R28}$$

$$V_{R28} = 3.8V$$

Por la ley Ohm $V = I \cdot R$

$$V_{R28} = (20mA) \cdot R_{28}$$

$$3.8V = (20mA) \cdot R_{28}$$

$$R_{28} = 190\Omega$$

Aproximando a un valor comercial: $R_{28} = 220\Omega$

Potencia requerida de la fuente:

$$P_1 = V_{CC} \cdot I_f$$

$$P_1 = (5V) \cdot (20mA)$$

$$P_1 = 100mW$$

Potencia de la resistencia:

$$P_{R28} = (I)^2 \cdot (R_{28})$$

$$P_{R28} = (90\mu A)^2 \cdot (47K\Omega)$$

$$P_{R28} = 0.38W$$

A.1.3.2 Receptor.

Para evaluar la potencia del receptor, se sigue el siguiente modelo ideal para el OPAMP:

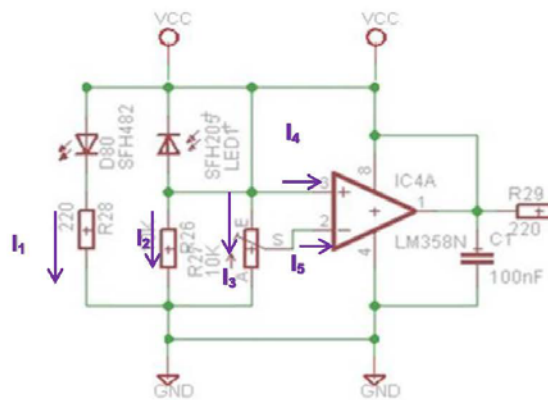


Figura A.1.3.2-1 Esquema del circuito.

Donde $I_4=I_5=0$. Estas corrientes son muy pequeñas y se pueden despreciar.

El LED 1 es un fotodiodo. La corriente que pasa por este componente debe ser pequeña, para aumentar su sensibilidad a la luz.

Characteristics ($T_A = 25^\circ C$)

Kennwerte

Parameter Bezeichnung	Symbol Symbol	Values Werte		Unit Einheit
		SFH 213	SFH 213 FA	
Photocurrent Fotostrom ($E_v = 1000 \text{ lx, Std. Light A, } V_R = 5 \text{ V, } T = 2856 \text{ K}$)	I_p	135 (≈ 100)		μA
Photocurrent Fotostrom ($V_R = 5 \text{ V, } \lambda = 870 \text{ nm, } E_v = 1 \text{ mW/cm}^2$)	I_p		90 (≈ 65)	μA
Forward voltage Durchlassspannung ($I_f = 100 \text{ mA, } E = 0$)	V_F	1.3		V

Figura A.1.3.2-2 Características opto eléctricas SFH213_FA_Pb DATASHEET

Hallando I_2 :

De la hoja de datos se tiene:

$$I_p = 90\mu A, V_f = 1.3V$$

Del circuito se observa.

$$V_{cc} = V_{D1} + V_{R26}$$

$$5V = 1.3V + (R_{26}) \cdot (90\mu A)$$

$$3.7 = (R_{26}) \cdot (90\mu A)$$

$$R_{26} = \frac{3.7V}{90\mu A}$$

$$R_{26} = 41 K\Omega$$

Se toma un valor comercial: $R_{26} = 47K$

$$P_2 = V_{cc} \cdot I_f$$

$$P_2 = (5V) \cdot (90\mu A)$$

$$P_2 = 450\mu W$$

El valor de I_3 :

Para hallar esta corriente, se debe tener en cuenta el valor del potenciómetro para esta aplicación. De este valor depende el voltaje de referencia para el comparador, se elige $5K\Omega$ al calibrar.

$$V_{potenciometro} = 5V$$

$$V_{potenciometro} = (I_2) \cdot (5K\Omega)$$

$$I_2 = 1mA$$

$$P_3 = (V_{potenciometro}) \cdot (I_2)$$

$$P_3 = (5V) \cdot (1mA)$$

$$P_3 = 5mW$$

Corriente total:

$$I_T = I_f + I_2 + I_p$$

$$I_T = 20mA + 1mA + 90\mu A$$

$$I_T = 21.09mA$$

Potencia total consumida por la fuente para este circuito:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P_T = 100mW + 450\mu W + 5mW$$

$$P_T = 105.5mW$$

A.1.4 Selección batería

La batería seleccionada debe suministrar la potencia requerida durante un lapso determinado. En consecuencia, la capacidad de esta será la principal característica de selección. De acuerdo con la tabla A.1.4-1 la corriente total requerida para el funcionamiento del sistema es:

Tabla A.1.4-1 Resumen consumo total del sistema.

	Cantidad	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Motor principal	2	48	6.44	618.24
Motor carril principal	3	48	0.79	113.76
Actuador lineal	2	12	2	24
Tarjeta de control	1	5	0.014	0.07
TOTAL	7		19.264	756.07

Así mismo se desea un funcionamiento continuo de al menos una hora.

Por lo tanto:

$$t = \frac{\text{Capacidad}}{i_{total}}$$

$$1\text{hora} \leq \frac{x}{19.264 A}$$

$$(1\text{hora})(19.264A) \leq x$$

$$19.264 A h \leq x$$

Se selecciona una batería con capacidad de 20 Ah.

Por consiguiente la batería seleccionada es la de código GBS 48V Paquete con 20Ah de capacidad proporcionada por la empresa "electricmotorsport".

ANEXO 2. Cálculos selección de partes mecánicas

A.2.1 Cálculo rodamiento conexión

El tamaño de un rodamiento se determina para cargas dinámicas con la fórmula:

$$C = \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \cdot F$$

Siendo:

C , capacidad de carga dinámica en k_p ofrecida en catálogo para cada rodamiento.

f_L , coeficiente de esfuerzos dinámicos

f_n , coeficiente de velocidad; depende únicamente del número de revoluciones. Se establecen dos grupos según se trate de rodamientos de bolas o de rodillos.

f_t , Coeficiente de temperatura de servicio.

F , carga dinámica equivalente de kN.

En este sistema el rodamiento no completará un giro, es decir, estará prácticamente estático, por lo que la fórmula anterior se transforma en:

$$C_0 = f_s \cdot F_0$$

Siendo:

C_0 , capacidad de carga estática en Kg-f

f_s , coeficiente de esfuerzos estáticos

F_0 , carga estática equivalente kN.

Cálculo de la capacidad estática en rodamientos estáticos.

$$C_0 = f_s \cdot F_0$$

Donde C_0 debe ser menor que la teórica del catálogo.

Factor de seguridad estático f_s o $s_0 \rightarrow$ catálogo.

$f_s = 1.2 - 2.5$ para exigencias elevadas.

$f_s = 0.8 - 1.2$ para exigencias normales.

$f_s = 0.5 - 0.8$ para exigencias reducidas.

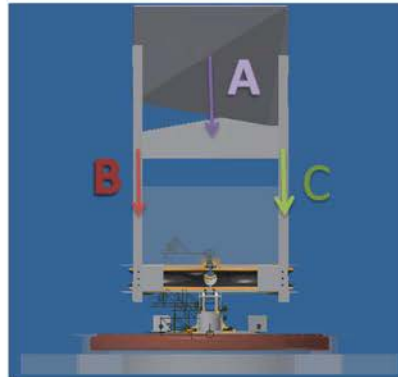


Figura A.2.1-1 Ubicación de las fuerzas presentes en el sistema

A: Peso de dispensador de proyectiles es 66.32N

B: Peso de los ángulos ranurados - izquierda es 21.3N

C: Peso de los ángulos ranurados – derecha es 19.7N

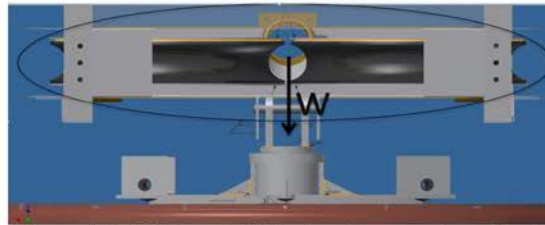


Figura A.2.1-2 Peso total de los discos más cubierta

W: Peso cubierta superior es 96.34N

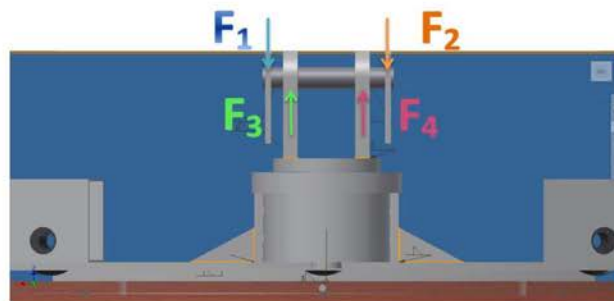


Figura A.2.1-3 Identificación de las fuerzas que actúan sobre el eje.

$$F_1 = F_2 = 168.16N$$

$$\sum M = 0$$

$$\therefore F_3 = F_4 = 168.16\text{N}$$

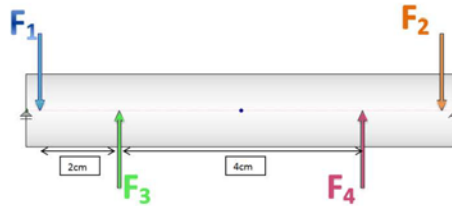


Figura A.2.1-4 Diagrama de cuerpo libre del eje conexión

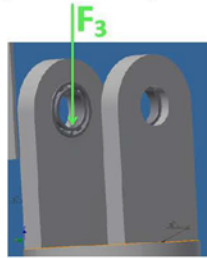


Figura A.2.1-5 Fuerza axial sobre el rodamiento.

Calculamos la capacidad estática de carga

$$C_0 = f_s \cdot F_0$$

Asumimos el valor de $f_s = 1.2$, porque nuestras exigencias serán normales.

$$F_0 = F_3$$

Debido a que la fuerza axial es nula, solo tenemos una fuerza radial.

$$C_0 = (1.2) \cdot (168.16)$$

$$C_0 = 0.202 \text{ KN}$$

De acuerdo a lo obtenido y las condiciones mecánicas del diseño, el rodamiento seleccionado es el siguiente:

Código rodamiento: SFK 61802

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer
15	24	5	1,56	0,8	60000	38000	61802

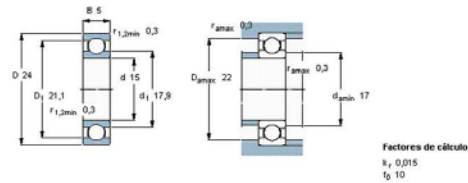


Figura A.2.1-6 Rodamiento seleccionado

A.2.2 Cálculo rodamiento horquilla

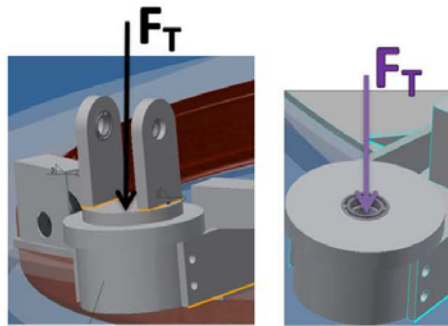


Figura A.2.2-1 Fuerza axial aplicada sobre el rodamiento inferior.

De la Figura A.2.2-1 se tiene que:

$$F_T = 2F_3$$

$$F_T = 2(168.16 \text{ N})$$

$$F_T = 336.32 \text{ N}$$

Calculamos la capacidad estática de carga

$$C_0 = f_s \cdot F_0$$

Asumimos el valor de $f_s = 1.2$, porque nuestras exigencias serán normales.

$$F_0 = F_T$$

Debido a que la fuerza axial es nula solo tenemos una fuerza radial.

Reemplazando:

$$C_0 = (1.2) \cdot (336.32N)$$

$$C_0 = 0.404 KN$$

De acuerdo a lo obtenido y las condiciones mecánicas del diseño, el rodamiento seleccionado es el siguiente:

Código rodamiento: SKF 61804

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN	C ₀	rpm		* rodamiento SKF Explorer
20	32	7	4,03	2,32	45000	28000	61804

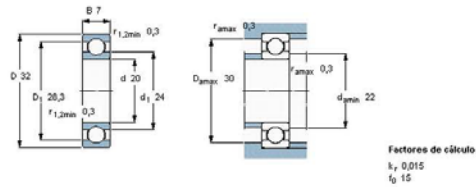


Figura A.2.2-2 Rodamiento seleccionado

A.2.3 Cálculo rodamiento carril principal

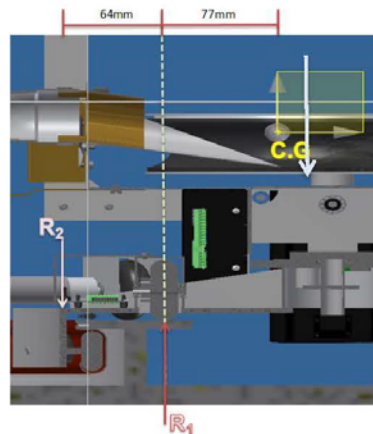


Figura A.2.3-1 Corte transversal del sistema.

$$\sum M_{R_1} = 0$$

$$\rightarrow R_2 \cdot 64 - 77 (40.824 Kg - f) = 0$$

$$R_2 = 49.11 Kg - f$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum F_y &= 0 \\ \rightarrow R_1 &= R_2 + 40.824 \\ \rightarrow R_1 &= 49.11 + 40.824 \\ \rightarrow R_1 &= 89.94 \text{ Kg} - f \end{aligned}$$

Esta fuerza se distribuye sobre las tres ruedas. Debido a la simetría de este sistema se aproxima una distribución uniforme del peso entre las ruedas por lo tanto la reacción sobre cada rueda es de la tercera parte.

A.2.3.1 Analizando la rueda de la parte superior del carril

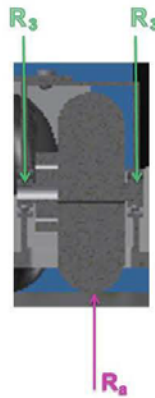


Figura A.2.3-1 D.C.L. rueda carril principal

Por lo tanto de la figura A.2.3.1-1 se tiene:

$$R_a = \frac{R_1}{3} = 29.98 \text{ Kg} - f$$

Calculamos la fuerza en el eje:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ 2R_3 &= R_a \\ R_3 &= \frac{R_a}{2} = \frac{R_1}{6} \\ R_3 &= 14.99 \text{ Kg} - f \\ \text{y } R_a &= 29.98 \text{ Kg} - f \end{aligned}$$

Además esta fuerza nos servirá para hacer la selección de la rueda superior en el carril principal.

$$R_a = 29.98 \text{ (9.81)}$$

$$R_a = 294.10 \text{ N}$$

$$R_{Radial} = R_a = 294.10 \text{ N}$$

Se tiene que la fuerza total axial sobre el rodamiento es;

$$F_T = R_3$$

$$F_T = 14.990 \text{ Kg} - f$$

$$F_T = 147.05 \text{ N}$$

Calculamos la capacidad estática de carga

$$C_0 = f_s \cdot F_0$$

Asumimos el valor de $f_s = 1.2$, porque nuestras exigencias serán normales.

$$F_0 = F_T$$

Debido a que la fuerza axial es nula sólo se tendrá una reacción radial.

$$C_0 = (1.2) \cdot (147.05 \text{ N})$$

$$C_0 = 0.18 \text{ KN}$$

Debido a la ausencia de fuerzas axiales significativas, la fuerza equivalente total será $R_T = 294.10 \text{ N} = 0.2941 \text{ KN}$. De acuerdo a las condiciones mecánicas se optó por el rodamiento.

Código rodamiento: SKF 607

Dimensiones principales		Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación	
d	D	B	C	C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm		
7	19	6	2,34	0,95	-	24000	* rodamiento SKF Explorer 607-2RSH *

Factores de cálculo
 $f_2 = 0.025$
 $f_3 = 13$

Figura A.2.3.1-2 Rodamiento seleccionado

A.2.4 Cálculo rueda de la parte inferior del carril.

Por otro lado en la parte inferior.

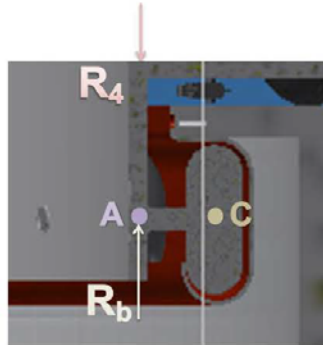


Figura A.2.4-1 Diagrama de cuerpo libre.

La reacción en cada eje será la tercera parte del total:

$$R'_4 = R_4 = \frac{R_2}{3}$$

$$\therefore R_4 = 16.37 \text{ Kg} - f = R_b$$

Dado que la rueda en la parte inferior tiene un juego mínimo se asume que el extremo del eje esta empotrado.

Para cuantificar la fuerza máxima sobre la rueda se pasa la fuerza del punto A al punto C.

Entonces:

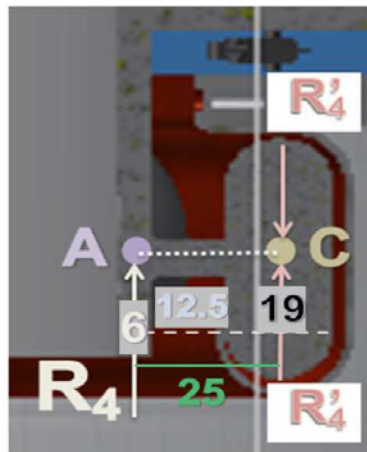


Figura A.2.4-2 Distancias para encontrar el momento en la llanta inferior del carril principal

$$\sum M_C = r_{CA} \times R_4$$

$$\sum M_C = -25 \times (16.37 \text{ Kg} - f)$$

$$\sum M_C = -409 \text{ mm Kg} - f$$

$$\sum M_C = -0.409 \text{ m Kg} - f$$

$$R'_4 = 16.37 \text{ Kg} - f$$

$$r_{CA} = 3. + 12.5. + 9.5 = 25$$

Por lo tanto la fuerza máxima de aplastamiento en la rueda es 16.37 Kg-f, la cual sirvió para la selección de la rueda inferior.

A.2.5 Cálculo chaveta del disco:

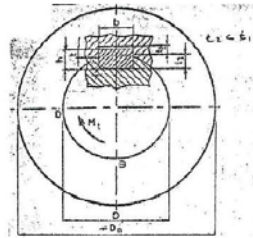


Figura A.2.5-1 Corte frontal del cubo.

$$P = \frac{F_v}{t \cdot l}$$

$$F_u = \frac{M_t}{\frac{D}{2}}$$

l = longitud de la chaveta
 t = profundidad que penetra la chaveta en el cubo
 P = presión

$$p = \frac{M_t}{\frac{D}{2} \cdot t \cdot l} \leq P_{ad}$$

$$l = \frac{2M_t}{D \cdot t \cdot P_{ad}}$$

P_{ad} , depende del material.

Se da una longitud de $l_1 = l + b$ luego se hace una selección previa de ancho y altura de acuerdo al \emptyset del eje.

$$l \geq \frac{2M_t}{b \cdot D \cdot T_{ad}}$$

Del eje se obtiene 19mm de diámetro.

Tabla A.2.5-1 Dimensiones Chavetas DIN 6885

Dimensions of parallel keys and taper keys												
Diameter		Width		Height	Depth of key-way in shaft	Depth of keyway in hub			Lengths, see below			
d		b		h	t ₁	t ₂			l ₁		l	
above	to	1)		2)		DIN			DIN			
						6885/1	6886/6887	2)	6885/1	6886		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	from mm	to mm	from mm	to mm
6	8	2	2	1.2	1.0	0.5	6	20	6	20		
8	10	3	3	1.8	1.4	0.9	6	36	8	36		
10	12	4	4	2.5	1.8	1.2	8	45	10	45		
12	17	5	5	3	2.3	1.7	10	56	12	56		
17	22	6	6	3.5	2.8	2.2	14	70	16	70		
22	30	8	7	4	3.3	2.4	18	90	20	90		

Según la tabla de dimensiones para chavetas paralelas DIN 6885 parte 1 se tiene que para un diámetro de 19mm:

$$b = 6$$

$$h = 6$$

$$t_1 = 3.5$$

$$t_2 = 2.8$$

$$l_1 = 14 - 70$$

$$l = 16 - 70$$

Además:

P_{ad} , del acero es 90 a 100 N/mm²

El torque pico en el eje es 3.73 Nm

$$l \geq \frac{2 \cdot (3.73 \text{ Nm})}{(19 \text{ mm})(2.8 \text{ mm})(90 \text{ N/mm}^2)}$$

$$l \geq \frac{2 \cdot (3.73 \text{ Nm})}{(19)(2.8)(90 \text{ N})}$$

$$l \geq 1.55 \times 10^{-3}$$

$$l \gg 1.55 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta en el eje es de 32mm

$l \geq 1.55 \text{ mm}$, es un valor aceptable.

ANEXO 3. Análisis del proyectil

A continuación se realiza un análisis en el proyectil para cuantificar aproximadamente parámetros tales como distancia y energía con respecto al tiempo. Asimismo, se realiza una división del análisis en relación a la ubicación del proyectil.

A.3.1 Análisis interno

Se cuantifica el tiempo que el proyectil demora desde el dispensador hasta adquirir la aceleración necesaria en los discos.

En la figura A.3.1-1 se precisa el recorrido del proyectil desde el dispensador hasta el área de propulsión.

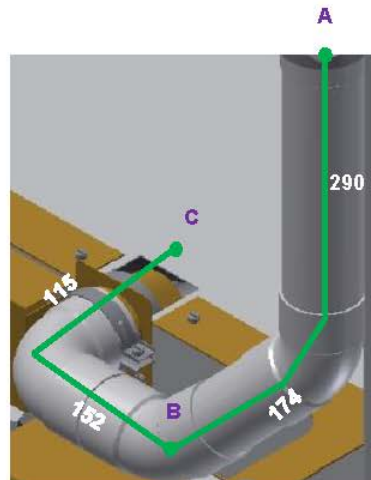


Figura A.3.1-1 Distancia recorrido del proyectil

Por lo tanto, la distancia total del recorrido es aproximadamente 731mm, donde la altura desde la compuerta superior hasta el plano horizontal de disparo es alrededor de 440mm, esta diferencia de nivel es que proporcionara energía cinética al proyectil. Por lo tanto aproximamos el tiempo que demora en recorrer la distancia mencionada despreciando efectos de rozamiento y fuerza de arrastre ejercida por el medio por efectos prácticos.

Condiciones iniciales: $v_i = 0$ y posición inicial en la compuerta superior.
Por conservación de la energía

$$\Delta E_M = 0$$

Donde:

ΔE_M , variación de la energía mecánica.

$$E_{inicial} = E_{final}$$

Entonces

$$V_f = \sqrt{2gh}$$

$$\therefore V_f = 2.94 \frac{m}{s}$$

La velocidad aproximada en B será 2.94, además el tiempo que demora en llegar hasta dicho punto es de:

$$t = \frac{\Delta V}{a}$$

$$t = \frac{2.94}{9.81} \approx 0.3$$

$$t_1 = 0.3 \text{ s}$$

La distancia restante hasta el área de propulsión es de 267mm. Así el tiempo restante aproximado en llegar al punto mencionado será:

$$t = \frac{267mm}{2.94 \frac{m}{s}}$$

$$t = 0.1s$$

En consecuencia el tiempo aproximado que demorará dicho proyectil desde el dispensador hasta el área de aceleración es de 0.4 segundos.

A.3.2 Análisis externo.

Una vez que el proyectil adquiere la energía cinética a partir de los discos en movimiento es afectado por el dominio o medio que la rodea, en este caso el aire. Para determinar la distancia máxima que puede alcanzar el proyectil se tomará en cuenta tanto efectos gravitatorios como también la fuerza de arrastre ejercida por el fluido sobre el proyectil.

Asimismo, la altura a la que se encuentra el plano de disparo con respecto a la base del vehículo es de 2.547m (ANEXO 6 figura A.6-1).

Se calcula el tiempo aproximado de caída vertical:

Realizando el D.C.L de la esfera:

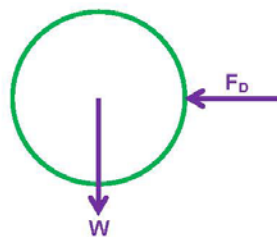


Figura A.3.1-2 D.C.L del proyectil

En el eje vertical se tendrá:

$$V_f^2 = 2gh$$

$$V_f^2 = 2(9.81)(2.597)$$

$$V_f = 7.07 \text{ m/s}$$

$$t = \frac{V_f}{g}$$

$$t = \frac{7.07}{9.81}$$

$$t = 0.72 \text{ s}$$

De la figura A.3.1-2 se tiene que:

$$\sum F_x = m \cdot a_x$$

$$F_D = m \cdot a_x$$

Por otro lado, la fuerza de arrastre ejercida por el fluido es:

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \rho V^2 A$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Donde:

D , diámetro de la esfera (m).

C_D , coeficiente de arrastre.

ρ , densidad.

V , velocidad (m/s).

A , área proyectada de la esfera.

a_x , aceleración horizontal.

a_y , gravedad.

w , peso.

ν , viscosidad cinemática (m^2/s).

P , cantidad de movimiento (Kg m/s).

e , densidad de energía (J/mm^2).

El coeficiente de arrastre depende del comportamiento del fluido sobre el mismo y este se puede determinar en función del coeficiente de Reynolds.

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Además para condiciones estándar ($T=20^\circ\text{C}$ y $P=1\text{atm}$) las propiedades del aire son:

$$\rho = 1.204 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}, \quad \nu = 1.51 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Reemplazando datos

$$R_e = \frac{(70) \cdot (0.055)}{1.51 \cdot 10^{-5}}$$

$$R_e = 2.55 \times 10^5$$

Como $R_e > 4000$ el aire se comporta como un fluido en régimen turbulento por lo tanto el coeficiente de arrastre en una esfera será igual a 0.5 [16] [17].

$$C_D = 0.5$$

A partir de estos valores se realizara una iteración para calcular la velocidad, distancia recorrida, energía y aceleración en el proyectil con un periodo determinado. El tiempo de muestreo o intervalo de tiempo a considerar será de cada 0.1s.

En $t_0=0$ seg

$$F_D = m \cdot a_x$$

$$(0.5) \cdot \frac{1}{2} (1.204) (70)^2 \left(\frac{\pi(0.055)^2}{4} \right) = (0.05224) \cdot a_x$$

$$a_x = 67.0772 \frac{m}{s^2}$$

$t_1=0.1$ seg

$$V_f = 70 - (67.07772)(0.1)$$

$$V_f = 63.2923 \frac{m}{s}$$

$$E_c = \frac{1}{2} (0.05224) (63.2923)^2$$

$$E_c = 104.634J$$

$$d_{0.1} = \left(\frac{V_0 + V_f}{2} \right) (0.1)$$

$$d_{0.1} = \left(\frac{70 + 63.29}{2} \right) (0.1) = 6.66m$$

$$0.05224 \cdot a_{0.1} = F_{D_{0.1}} = (0.5) \frac{1}{2} (1.204) (63.2963)^2 \left(\frac{\pi(0.055)^2}{4} \right)$$

$$a_{0.1} = 54.8378 m/s^2$$

Luego para $t = t_{0.1} + 0.1 = 0.2seg$

Se halla la velocidad final

$$V_f = 63.2923 - (54.8378)(0.1)$$

$$V_f = 57.8085 \frac{m}{s}$$

$$E_c = \frac{1}{2}(0.05224)(63.2923)^2$$

$$E_c = 87.2884J$$

$$d_{0,2} = \left(\frac{63.2923 + 57.8085}{2} \right) (0.1)$$

$$d_{0,2} = 6.05504m$$

De este modo se determinan los parámetros cada 0.1s durante el recorrido del proyectil. Estos resultados serán más precisos conforme el tiempo de muestreo se reduzca. En la tabla A.3.2-1 presentan los valores de los parámetros cada intervalo establecido.

Tabla 3.2-1 Iteraciones para el cálculo de los parámetros.

Tiempo	Fuerza de arrastre (N)	Aceleración (m/s ²)	Velocidad (m/s)	Distancia recorrida (m)	Energía cinética (J)
0	3.502	67.043	70.000	0.000	127.988
0.1	2.864	54.816	63.296	6.665	104.646
0.2	2.389	45.733	57.814	6.055	87.305
0.3	2.026	38.784	53.241	5.553	74.039
0.4	1.742	33.339	49.362	5.130	63.645
0.5	1.514	28.988	46.029	4.770	55.339
0.6	1.330	25.452	43.130	4.458	48.588
0.7	1.177	22.536	40.585	4.186	43.023
0.8	1.050	20.103	38.331	3.946	38.377
TOTAL				40.762	

Tabla A.3.2-2 Datos considerados para las iteraciones

	Módulo
Diametro del proyectil (m)	0.055
Masa del proyectil (kg)	0.05224
Coefficiente de arrastre	0.5
Densidad del aire (Kg/m ³)	1.204
Intervalo de muestreo (s)	0.1

A.3.3 Análisis terminal.

Estudios y evaluaciones de posibles lesiones a menudo se basan en cuatro parámetros físicos [18]. La energía cinética, cantidad de movimiento, área efectiva de impacto y la densidad de energía; las cuales calculamos a continuación para cada instante analizado anteriormente se observan los resultados en la Tabla A.3.3-1 con los datos de la Tabla A.3.2-2.

Con el fin de realizar el cálculo de los cuatro parámetros físicos se utilizó las siguientes fórmulas:

$$E_c = \frac{1}{2}mV^2$$

$$P = m \cdot V$$

$$A = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$e = \frac{E_c}{A} = \frac{2mV^2}{\pi D^2}$$

Tabla A.3.3-1 Resultado de los parámetros físicos.

Tiempo	Energía cinética (J)	Cantidad de movimiento (Kgm/s)	Area efectiva de impacto (m ²)	Densidad de energía (J/mm ²)
0	127.988	3.657	0.00237	0.0539
0.1	104.646	3.307	0.00237	0.0441
0.2	87.305	3.020	0.00237	0.0368
0.3	74.039	2.781	0.00237	0.0312
0.4	63.645	2.579	0.00237	0.0268
0.5	55.339	4.603	0.00237	0.0233
0.6	48.588	2.253	0.00237	0.0205
0.7	43.023	2.120	0.00237	0.0181
0.8	38.377	2.002	0.00237	0.0162

Si introducimos estos datos en un sistema de correlación de datos de traumas, el arma parece estar en la zona de baja letalidad para los objetivos regulares (objetivos humanos 75kg).

Las figuras A.3.3.1-1 y A.3.3.1-2 muestran los valores de densidad de energía y energía cinética para proyectiles tales como pelota de tenis, pelota de squash, proyectil de goma para escopeta y los proyectiles de dos armas no letales convencionales figura A.3.3.1-3 [19].

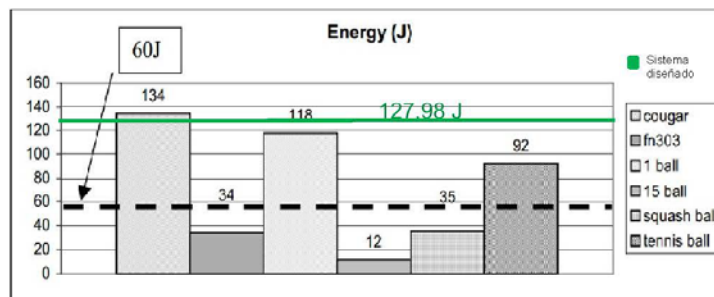


Figura A.3.3.1-1 Energía cinética en los proyectiles.

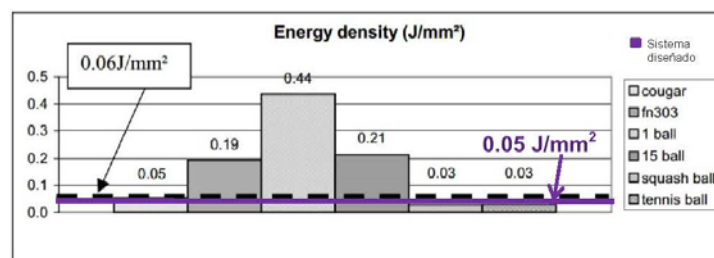


Figura A.3.3.1-2 Densidad de energía en los proyectiles.



Figura A.3.3.1-3 Armas no letales convencionales.

En los gráficos se muestran los criterios médicos para la contusión y el límite de fractura ósea (60 J), además de la perforación de la piel y córnea ($0.06\text{J}/\text{mm}^2$). Se observa que los sistemas convencionales fallan para un criterio y tienen éxito para el otro, tal como el sistema diseñado. Es así como se asevera que el conjunto diseñado tendrá un funcionamiento semejante al de los usuales.

ANEXO 4. Análisis de esfuerzos

A.4.1 Análisis del dispensador

Se considera a los agujeros de los pernos que sujetan a este con los ángulos ranurados como caras sin deslizamiento.
La fuerza máxima será el peso total ejercido por los 120 proyectiles que es igual a 62N.

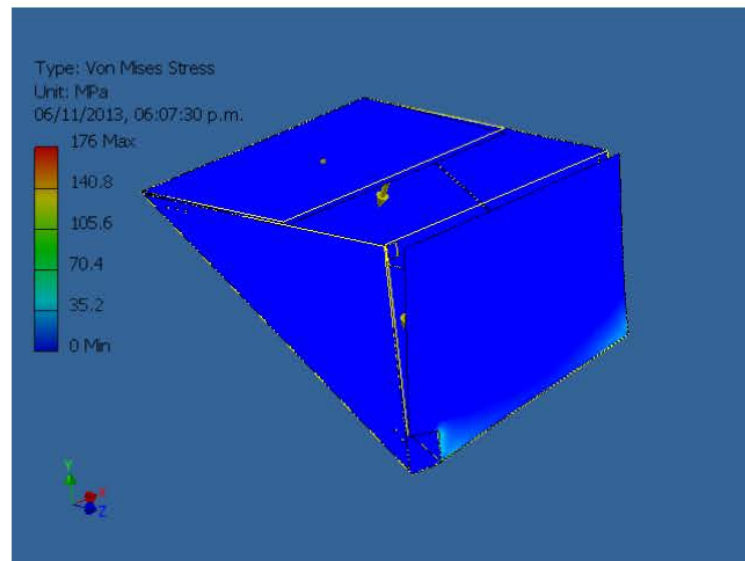


Figura A.4.1-1 Evaluación de esfuerzos por von Mises,

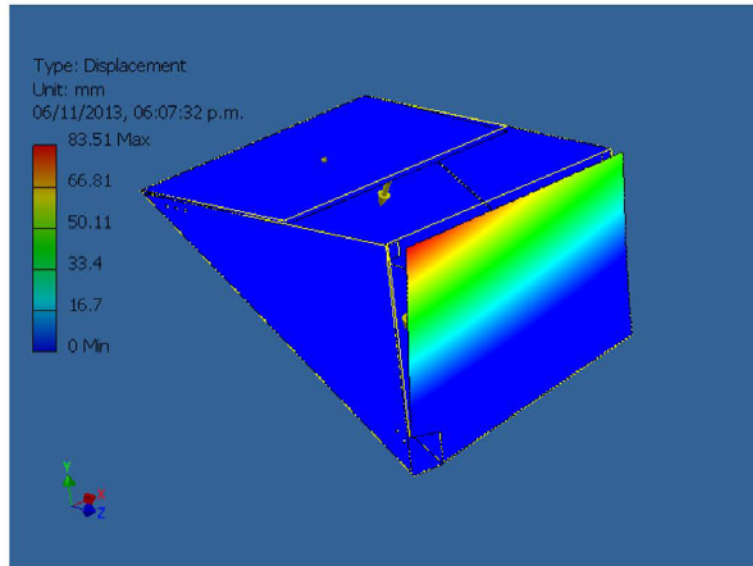


Figura A.4.1-2 Evaluación de deformaciones.

Se obtiene:

Tabla A.4.1-1 Resultados.

Nombre	Mínimo	Máximo
Desplazamiento	0 mm	83.5116 mm
Esfuerzo Von Mises	0.00340807 MPa	175.987 MPa
Factor de seguridad	1.56261 ul	15 ul

Por lo tanto en el extremo superior se aplicara un punto de soldadura adicional para evitar el desplazamiento máximo.

A.4.2 Análisis ángulo ranurado

Se considera a los agujeros de los pernos que sujetan a este con la parte inferior del sistema como caras sin deslizamiento.

La fuerza máxima será el peso total ejercido por los 120 proyectiles más el peso del dispensador (tabla A.4.2-1).

Tabla A.4.2-1 Resultados.

Nombre	Mínimo	Máximo
Desplazamiento	0.000000106383 mm	0.129197 mm
Esfuerzo Von Mises	0.0104839 MPa	24.1549 MPa
Factor de seguridad	8.56969 ul	15 ul

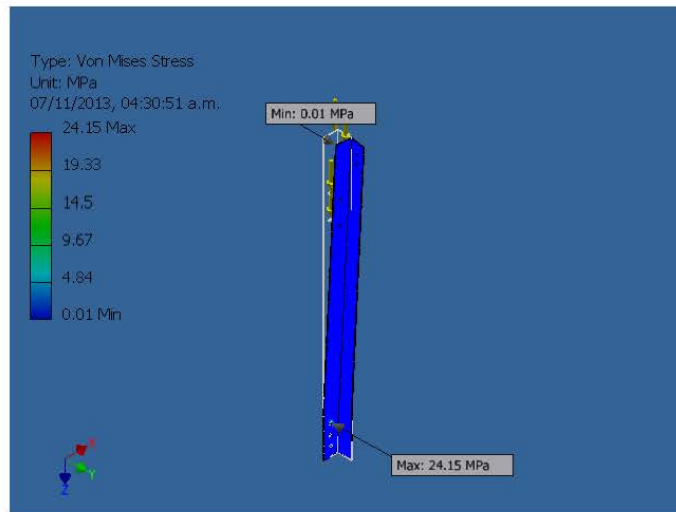


Figura A.4.2-1 Evaluación de esfuerzos por von Mises,

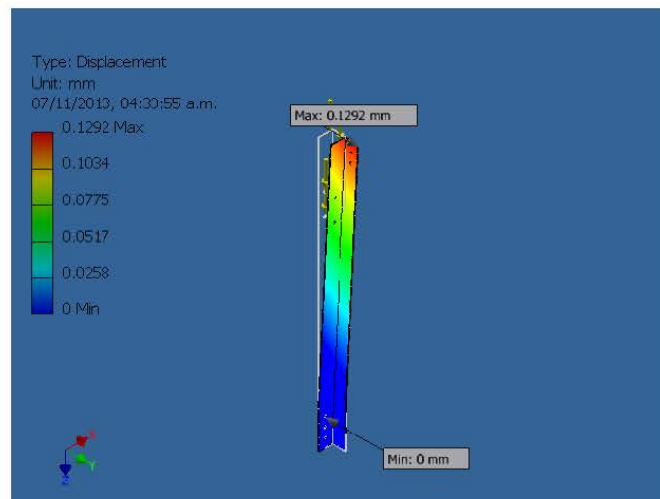


Figura A.4.2-2 Evaluación de deformaciones.

A.4.3 Análisis carril principal

Se considera a los agujeros de los pernos que sujetan a este con las ruedas inferiores y superiores como caras sin deslizamiento. La fuerza máxima será el peso total ejercido por todo el sistema superior cuya masa aproximada de 40Kg reposará sobre la conexión con la horquilla (tabla A.4.3-1).

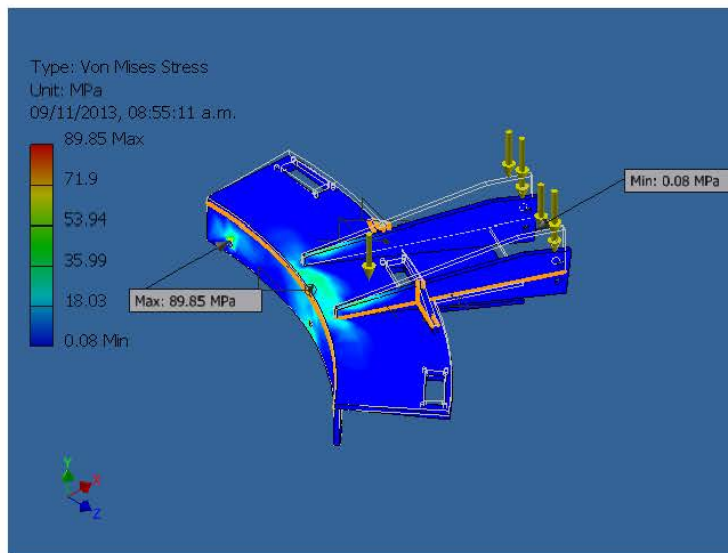


Figura A.4.3-1 Evaluación de esfuerzos por von Mises.

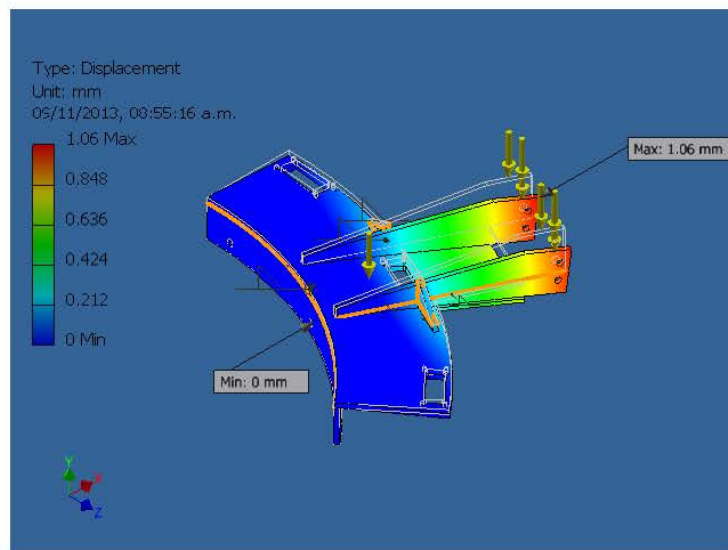


Figura A.4.3-2 Evaluación de deformaciones.

Se obtiene:

Tabla A.4.3-1 Resultados.

Nombre	Mínimo	Máximo
Desplazamiento	0.00000239072 mm	1.06012 mm
Esfuerzo Von Mises	0.0771962 MPa	89.8528 MPa
Factor de seguridad	2.30377 ul	15 ul

A.4.4 Análisis disco interno

El disco soportará un momento máximo de 4Nm el cual es transferido a través del canal chavetero.

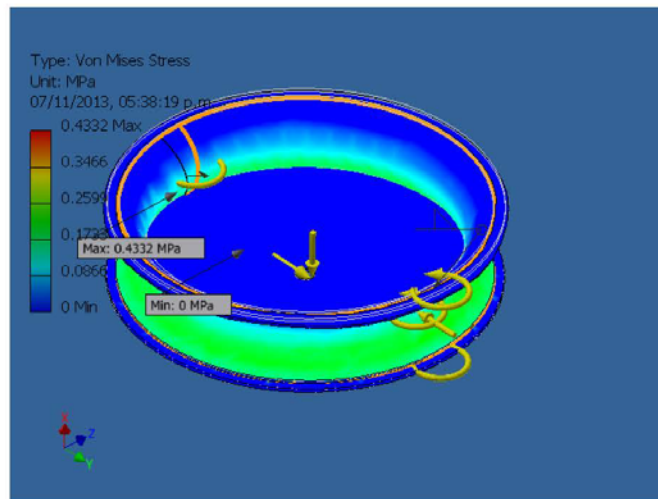


Figura A.4.4-1 Evaluación de esfuerzos por von Mises

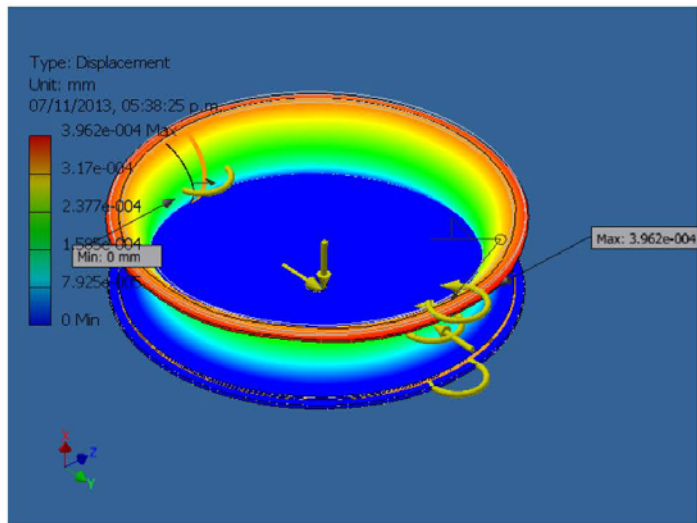


Figura A.4.4-2 Evaluación de deformaciones.

Se obtiene:

Tabla A.4.4-1 Resultados.

Nombre	Mínimo	Máximo
Desplazamiento	0 mm	0.000396235 mm
Esfuerzo Von Mises	0.000000202301 MPa	0.433227 MPa
Factor de seguridad	15 ul	15 ul

ANEXO 5. Vehículo acople del sistema

A.5.1 Vehículo UR416

En la figura A.A.1-1 se muestra el vehículo Thyssen Henschel UR-416 el cual es un transporte blindado de origen alemán, usado por la Policía Nacional del Perú durante disturbios.

Tiene un peso aproximado de 7 toneladas, además las dimensiones tomadas durante el reconocimiento del mismo, en la base central de la Policía Nacional del Perú ubicada en el distrito de Lima, fueron las siguientes: longitud de 5.20 metros, ancho 2.20 m y altura de 2.25m con una capacidad para 10 personas.



Figura A.5.1-1 Parte frontal vehículo UR146



Figura A.5.1-2 Parte trasera vehículo UR146

A.5.2 Perfil y ubicación del carril de desplazamiento.



Figura A.5.2-1 Parte superior del tanque.



Figura A.5.2-2 Parte superior del tanque.

Las figuras A.A.2-1 y A.A.2-2, muestran el carril perteneciente al vehículo, el mismo al que se acoplará el sistema diseñado. Se puede observar la forma del carril, el cual tiene una longitud de 1.96m.

ANEXO 6. Antropometría y ergonomía

El diseño del sistema mecatrónico debe tener en cuenta la antropometría del operario, así como la ergonomía durante su uso. En consecuencia, se utilizaron tablas de talla y peso descritas en el prospecto de admisión de la escuela de la Policía Nacional del Perú [10], además de las medidas y proporciones peruanas reseñadas por A.V. Ramírez [11].

En base a los datos mencionados se pudo estimar las dimensiones y distancias a las cuales se acopló el sistema. En la figura A.B-1 se especifican las medidas a las cuales se ubicara el conjunto diseñado con respecto al vehículo de acople.

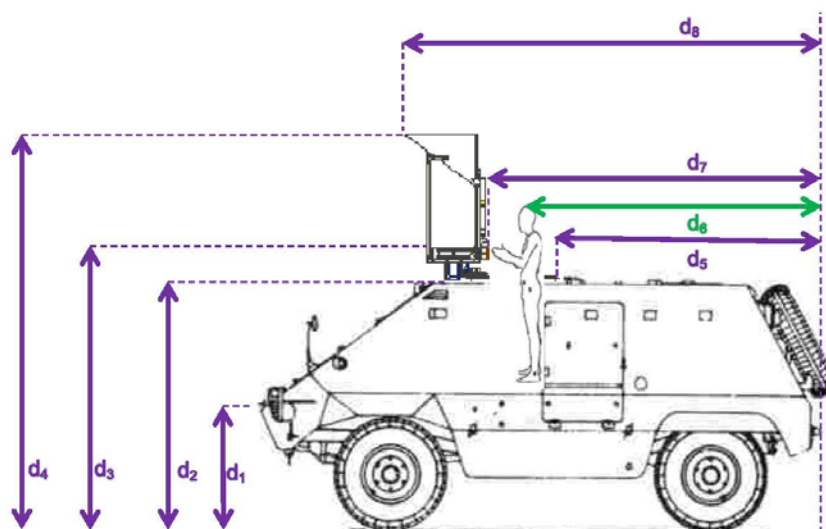


Figura A.6-1 Dimensiones de la posición del sistema

Valores de las dimensiones de posición del sistema.

$$d_1 = 1.15m, d_2 = 2.25m, d_3 = 2.60m \text{ y } d_4 = 3.63m$$

$$d_5 = 2.05m, d_6 = 2.4m, d_7 = 2.75m \text{ y } d_8 = 3.48m$$

En el diseño del sistema se consideró el rango de estatura del personal de la Policía Nacional del Perú, el cual oscila entre 1.65m a 1.95m en varones.

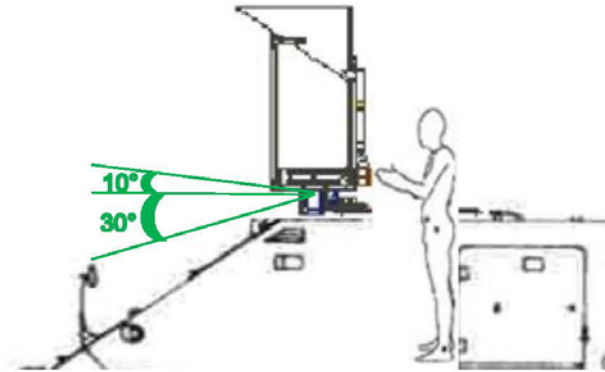


Figura A.6-2 Ángulos admisibles de inclinación.

La figura A.B-2 especifica los ángulos permisibles de movimiento con respecto al plano horizontal que posee el sistema. Las limitaciones mecánicas del sistema evitan el sobreesfuerzo del operario al manipular el conjunto,

ANEXO 7. Proformas

A.7.1 Motores principales EMC-ME0909.

Item	Qty	Description	Amount	Remove
EMC-ME0909_KIT	2	EMC-ME0909 Motor, Controller, Throttle, Contactor, Wire Kit, Fuse and holder. Controller: Altrax AXE 4834 48V 300A Throttle: EZ-GO Pot Box Throttle (Add \$45) Contactor Coil Voltage: 36/48V	\$1,920.00	X

Figura A.7.1-1 Paquete Motor

A.7.2 Motores secundarios EC 60 y cajas reductoras planetario GP81.

Unidad motriz	Datos técnicos	Precio por unidad	Cantidad / duración de envío	Precio total
 REDUCTOR Reductor planetario GP 81 A Ø81 mm, 20 - 120 Nm Nº de artículo: 110410	Diámetro exterior: 81 mm Relación de reducción: 25 : 1 Máx. par en continuo: 60 Nm	€335,87		
 MOTOR EC 60 260 mm, Conmutación electrónica (Brushless), 400 Wátios, con sensores Hall Nº de artículo: 167132	Diámetro exterior: 60 mm Tipo de potencia: 400 W Tensión nominal: 48 V Velocidad en vacío: 5370 rpm Par nominal (máx. par en continuo): 747 mNm	€758,44		
Importe parcial (montado)		€1.094,31	<input type="button" value="3"/>	€3.282,93

Figura A.7.2-1 Motores secundarios y cajas reductoras.

A.7.3 Paquete batería GBS 48V.

Item	Qty	Description	Amount	Remove
GBS-LFMP-KIT48	1	GBS 48V kit with 16x GBS-LFMP cells Capacity: 20Ah CAN Enabled: No Charger Input (VAC): 110 (GBS) Relay (controls charger on/off): Not Applicable (20Ah System) DC-DC Converter (for BMS CPU): Not Applicable (20Ah System) Low Voltage Disconnect: Include LVD (for 20Ah system only) (+ \$20)	\$750.20	X

Figura A.7.3-1 Paquete batería.

A.7.4 Actuadores lineales

Generic Linear Actuator: 4" Stroke, 12V, 1.5"/s



Pololu item #: 2344 12 In stock

Price break	Unit price (US\$)
1	66.95
10	60.26

Quantity: Add to cart Add to wish list

Product	Quantity	Price	Total Price
 #2344 Generic Linear Actuator: 4" Stroke, 12V, 1.5"/s	<input type="text" value="2"/>	\$66.95	\$133.90
Subtotal			\$133.90

Figura A.7.4-1 Actuadores lineales genéricos.

A.7.5 Interruptor

QTY	PRODUCT	STATUS	UNIT PRICE	LINE TOTAL
<input type="text" value="1"/>	DPDT 20A Non-Momentary Flip Switch Product # 275-0710		\$9.99 \$0.00 Discount	\$9.99 \$0.00 Discount

Figura A.7.5-1 Interruptor actuadores lineales.

A.7.6 Ángulos ranurados.



EQUIPAMIENTO & SISTEMAS
DE ALMACENAMIENTO PARCK SAC

ESK de Almacenamiento Parck SAC
Optimizando España



II. PROPUESTA ECONOMICA

En atención a lo solicitado nos es grato presentarles lo siguiente:

*PRECIOS NO INCLUYEN MOVILIDAD

BLOQUE	CANT.	P.UNIT	P.TOTAL
ANGULO DE 1 1/4 X 1 1/4 X 2.40 m	3	S/. 18.15	S/. 54.44
SUB TOTAL			S/. 54.44
IGV			S/. 9.80
TOTAL			S/. 64.23

Figura A.7.6-1 Cotización ángulos ranurados

Index	Quantity	Part Number	Description	Customer Reference	Available Quantity	Backorder Quantity	Unit Price	Extended Price
1	4	BC266CT-ND	CAP CER 0.1UF 50V 10% RADIAL		4 Immediate	0	0.37000	\$1.48
2	1	77F101-TR-RCCT-ND	CHOKE RF COATED 100UH 5% AXIAL		1 Immediate	0	0.23000	\$0.23
3	1	P12468-ND	SWITCH PUSH SPST-NO 0.1A 14V		1 Immediate	0	1.49000	\$1.49
4	1	ATMFGA128P-PU-ND	IC MCU 8BIT 32KB FLASH 28DIP		0 Immediate	1 Lead Time	3.23000	\$3.23
5	1	985-1217-1-ND	RES 0.05 OHM 1.5W 2512 1% SMD		0 Immediate	1 Lead Time	0.81000	\$0.81
6	5	985-1218-1-ND	RES 0.10 OHM 1.5W 2512 1% SMD		5 Immediate	0	0.79000	\$3.95
7	5	LM38T-ND	IC REG LDO ADJ 5A TO120-3		5 Immediate	0	2.40000	\$12.00
8	2	296-11107-5-ND	IC OPAMP GP 15MHZ 8DIP		2 Immediate	0	0.56000	\$1.12
9	2	3310Y-001-202R-ND	POT 2.0K OHM 60M SQ PLASTIC		2 Immediate	0	2.26000	\$4.52
10	3	PPC2.0KW-1CT-ND	RES 2K OHM 1W 5% AXIAL		3 Immediate	0	0.37000	\$1.11
11	2	PPC120W-1CT-ND	RES 120 OHM 1W 5% AXIAL		2 Immediate	0	0.37000	\$0.74
12	2	P15811CT-ND	CAP ALUM 100UF 35V 20% RADIAL		2 Immediate	0	0.40000	\$0.80
13	2	P15820CT-ND	CAP ALUM 1.0UF 50V 20% RADIAL		2 Immediate	0	0.35000	\$0.70
14	1	P15802CT-ND	CAP ALUM 22UF 25V 20% RADIAL		1 Immediate	0	0.40000	\$0.40
15	2	296-1014-1-ND	IC OPAMP GP 700KHZ 8SOIC		2 Immediate	0	0.55000	\$1.10
16	2	A10924CT-ND	RES 220 OHM 2W 5% AXIAL		2 Immediate	0	0.36000	\$0.72
17	1	A109016CT-ND	RES 10.0K OHM 1W 5% AXIAL		1 Immediate	0	0.30000	\$0.30
18	1	A10922CT-ND	RES 1.00K OHM 1W 5% AXIAL		1 Immediate	0	0.30000	\$0.30
19	1	CT2254-ND	POT 10K OHM 1.8W CARB HORIZ		1 Immediate	0	1.60000	\$1.60
20	1	475-1077-ND	PHOTODIODE 850NM SMM CLEAR		1 Immediate	0	0.83000	\$0.83
21	1	1086-1080-ND	LED IR 5MM GAALAS BLUE TH		0 Immediate	1 Lead Time	0.44000	\$0.44
22	2	BC342BACT-ND	TRANS NPN 45V 100MA TO-92		2 Immediate	0	0.20000	\$0.40
23	1	BC266CT-ND	CAP CER 10000PF 50V 10% RADIAL		1 Immediate	0	0.36000	\$0.36
24	1	LM7805CT-ND	IC REG LDO 5V 1A TO120-3		1 Immediate	0	0.67000	\$0.67
25	1	1N4004DICT-ND	DIODE GEN PURPOSE 400V 1A DO41		1 Immediate	0	0.13000	\$0.13
26	1	330DICT-ND	RES 330 OHM 1/2W 5% AXIAL		1 Immediate	0	0.18000	\$0.18
Subtotal							\$39.55	

Figura A.7.8-2 Componente varios.

A.7.9 Plancha de policarbonato.


TU CFSTA			
Tus productos	Precio unitario	Cantidad	Precio
 Policarbonato compacto 3mm Color: incoloro Medidas: 1000x1000mm	56.86€	1	56.86€
TOTAL (VA.IV.C.):			56.86€

Figura A.7.9-1 Plancha de policarbonato.

A.7.10 Ruedas inferiores y superiores.

Pamen
 FUNDACIONES
 FABRICACIÓN, IMPORTACIÓN Y MANTENIMIENTO DE TODO TIPO DE GARRUCHAS - FABRICACIÓN DE GARRUCHAS ESPECIALES
 Al Argentina 523 Heredia # 13 Cercado de Lima
 Teléfono: 81200151 - 81200152
 Fpx: 983241 Heredia 427-1508
 E-mail: pamen_venta@gmail.com

R.U.C. 20521119277
PROFORMA
 001-Nº 021388

DIA: 04 MES: 12 AÑO: 13

Señor(es): Pontificia Universidad Católica
 Dirección: D.I.:

CANT.	DESCRIPCION	P. UNIT.	IMPORTE
03	Ganchos girat. 3" nylon macizo 7rodaje	4.25	12.75
03	Ganchos girat. 2" nylon macizo 7rodaje	4.15	12.45
HGV			
			TOTAL S/:

¡Gracias por su preferencia!

Figura A.7.10-1 Ruedas nylon



Lima, 11 noviembre del 2013

Señores:
 Atte. Sr. Eduardo E. de la Torre M.

A continuación te envío cotización de las garruchas que solicita

- 05 RUEDAS DE 3" EN NYLON 100% PURO, CON BALINERA (RODAJE), TIPO INDUSTRIAL, Superficie de la banda: Plana. Material: Nylon. Color: Blanco.

REF: DE 3" NYLON C/CARGA: 75 Kg c/u
 PRECIO UNITARIO USD: 2.07 PRECIO TOTAL USD: 10.35

Estos precios son en Dólares Americanos y sin IGV
 Cualquier inquietud al respecto, con gusto le atenderemos.

Saludos Cordiales

JAIRO TANGARIFE
 RUEDAS Y GARRUCHAS INDUSTRIALES S.A.C.
 Phone: 266 2146 / 266 2147 / Cel. 993793236
 Dir. Julio C. Tello 1121 Lince
 Mail: ventaslima@ruedasygarruchas.com
ruedasygarruchasparu@hotmail.com
www.ruedasygarruchas.com

Figura A.7.10-2 Ruedas nylon

A.7.11 Tubos PVC.

COMERCIAL MARYORI
 R.U.C. 10402575421
PROFORMA
 001 Nº 000694

Fecha de _____ de 20__

Señor (as): _____ D.N.I.: _____

Dirección: _____

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	PRECIO TOTAL
01	Codo 2 1/2 x 90°		8.00
02	Codo 2 1/2 x 45°		16.00
01	Tejo 2 1/2 x 3/4"		35.00
			59.00
TOTAL			

No es comprobante de pago Cargue por Cobro o Factura

CANCELADO

Figura A.7.11-1 Tubos PVC

A.7.12 Projectiles de madera.

ALEJANDRO & IVAN INDUSTRIA MADERERA S.A.C.
PROFORMA
 Nº 000057

Señor (as): *Perúvera Universidad Católica de Lima*

Dirección: *del Perú*

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	TOTAL
120	espigas de 55mm de diámetro caobilla	6.00	720
2	manijas (sujeta manija) 10cm	15.00	30.00
+ Iev			135.00
Total			885
			885

Forma de Pago: _____

Los Precios serán reajustados de acuerdo a los cambios económicos

Aprobado: _____

INDUSTRIA MADERERA S.A.C.

Figura A.7.12-1 Projectiles de madera.

A.7.13 Proforma metal mecánica.



YDRA
De Rodríguez Alvarado Harold Steven
MANTENIMIENTO Y REPARACION DE VEHICULOS Y OTRAS
ACTIVIDADES EMPRESARIALES DE MECANICA

Calle Los Jazmines Mz.B4 Lte.02 AA.HH Las Lomas de Torre Blanca
Alto-Carabaybo Telf:7322152 Next:981089709
ydramecanicos@gmail.com

R.U.C.
10480341932
PROFORMA
001 - N°
0000455

SEÑORES: Pontificia Universidad Católica del Perú

DIRECCION: Av. Universitaria 1801 - San Miguel - Lima - Lima

RUC: 20155945860

ITEM	DESCRIPCION	CANT	PRECIO UNITARIO	SUBTOTAL
1	LINEA 1: Fabricación: Cubierta inferior, según planos enviados.	1	360	S/. 360.00
2	LINEA 2: Fabricación: Cubierta superior, según planos enviados.	1	360	S/. 360.00
3	LINEA 3: Fabricación: Cubierta conexión 1, 2, según planos enviados.	2	140	S/. 280.00
4	LINEA 4: Fabricación: Manguera chapa, según planos enviados.	1	80	S/. 80.00
5	LINEA 5: Fabricación: Sujeción superior, según planos enviados.	2	80	S/. 160.00
6	LINEA 6: Fabricación: Tubo manguera, según planos enviados.	1	60	S/. 60.00
7	LINEA 7: Fabricación: Base superior discos, según planos enviados.	1	220	S/. 220.00
8	LINEA 8: Fabricación: Sujeción inferior, según planos enviados.	1	150	S/. 150.00
9	LINEA 9: Fabricación: Disco curvo cilíndrico, según planos enviados.	2	180	S/. 360.00
10	LINEA 10: Fabricación: Disco base, según planos enviados.	2	240	S/. 480.00
11	LINEA 11: Fabricación: Disco aro, según planos enviados.	2	210	S/. 420.00
12	LINEA 12: Fabricación: Arandela unión, según planos enviados.	1	200	S/. 200.00
13	LINEA 13: Fabricación: Base inferior, según planos enviados.	2	360	S/. 720.00
14	LINEA 14: Fabricación: Soporte rueda, según planos enviados.	3	200	S/. 600.00
15	LINEA 15: Fabricación: Cilindro unión, según planos enviados.	1	240	S/. 240.00
16	LINEA 16: Fabricación: Carril superior, según planos enviados.	1	350	S/. 350.00
17	LINEA 17: Fabricación: Carril inferior, según planos enviados.	1	220	S/. 220.00
18	LINEA 18: Fabricación: Nervio carril, según planos enviados.	2	160	S/. 320.00
19	LINEA 19: Fabricación: Tubo pin, según planos enviados.	1	60	S/. 60.00
20	LINEA 20: Fabricación: Sujetador, según planos enviados.	2	200	S/. 400.00

21	LINEA 21: Fabricación: Base, según planos enviados.	1	220	S/. 220.00
22	LINEA 22: Fabricación: Carril inferior, según planos enviados.	1	520	S/. 520.00
23	LINEA 23: Fabricación: Compuerta inferior, según planos enviados.	1	40	S/. 40.00
24	LINEA 24: Fabricación: Compuerta superior, según planos enviados.	1	40	S/. 40.00
25	LINEA 25: Fabricación: Angulos ranurados, según planos enviados.	7	40	S/. 280.00
26	LINEA 26: Fabricación: Arriostres, según planos enviados.	8	15	S/. 120.00
27	LINEA 27: Fabricación: Cubierta actuador, según planos enviados.	1	180	S/. 180.00
28	LINEA 28: Fabricación: Cubo disco conexión, según planos enviados.	4	280	S/. 1,120.00
29	LINEA 29: Fabricación: Dispensador caja inferior, según planos enviados.	1	360	S/. 360.00
30	LINEA 30: Fabricación: Manguera conexión pvc, según planos enviados.	1	140	S/. 140.00
31	LINEA 31: Fabricación: Cubo rueda inferior, según planos enviados.	3	220	S/. 660.00
32	LINEA 32: Fabricación: Dispensador caja inferior, según planos enviados.	1	220	S/. 220.00
33	LINEA 33: Fabricación: Dispensador caja superior, según planos enviados.	1	450	S/. 450.00
34	LINEA 34: Fabricación: Tapa protección, según planos enviados.	1	80	S/. 80.00
Cotización en NUEVOS SOLES PERUANOS			Precio en soles	S/. 10,470.00
Anotaciones: Incluye material ASTM A500, Latón y Aluminio 6061				
Forma de pago	40% del total con la orden de compra, 60% restante en 5 días después de entregada la mercadería y emitida la factura.		IGV 18%	S/. 1,884.60
Validez de la oferta	16/12/2013		Total soles	S/. 12,354.60

Figura A.7.13-1 Metal mecánica.

ANEXO 8. Hojas de datos

A continuación, se adjunta la portada de cada hoja de datos de los componentes involucrados en el diseño del arma no letal.

Features

- High-performance, Low-power Atmel®AVR® 8-bit Microcontroller
- Advanced RISC Architecture
 - 130 Powerful Instructions – Most Single-clock Cycle Execution
 - 32 x 8 General Purpose Working Registers
 - Fully Static Operation
 - Up to 16MIPS Throughput at 16MHz
 - On-chip 2-cycle Multiplier
- High Endurance Non-volatile Memory segments
 - 8Kbytes of In-System Self-programmable Flash program memory
 - 512Bytes EEPROM
 - 1Kbyte Internal SRAM
 - Write/Erase Cycles: 10,000 Flash/100,000 EEPROM
 - Data retention: 20 years at 85°C/100 years at 25°C⁽¹⁾
 - Optional Boot Code Section with Independent Lock Bits
 - In-System Programming by On-chip Boot Program
 - True Read-While-Write Operation
 - Programming Lock for Software Security
- Peripheral Features
 - Two 8-bit Timer/Counters with Separate Prescaler, one Compare Mode
 - One 16-bit Timer/Counter with Separate Prescaler, Compare Mode, and Capture Mode
 - Real Time Counter with Separate Oscillator
 - Three PWM Channels
 - 8-channel ADC in TQFP and QFN/MLF package
 - Eight Channels 10-bit Accuracy
 - 6-channel ADC in PDIP package
 - Six Channels 10-bit Accuracy
 - Byte-oriented Two-wire Serial Interface
 - Programmable Serial USART
 - Master/Slave SPI Serial Interface
 - Programmable Watchdog Timer with Separate On-chip Oscillator
 - On-chip Analog Comparator
- Special Microcontroller Features
 - Power-on Reset and Programmable Brown-out Detection
 - Internal Calibrated RC Oscillator
 - External and Internal Interrupt Sources
 - Five Sleep Modes: Idle, ADC Noise Reduction, Power-save, Power-down, and Standby
- I/O and Packages
 - 23 Programmable I/O Lines
 - 28-lead PDIP, 32-lead TQFP, and 32-pad QFN/MLF
- Operating Voltages
 - 2.7V - 5.5V (ATmega8L)
 - 4.5V - 5.5V (ATmega8)
- Speed Grades
 - 0 - 8MHz (ATmega8L)
 - 0 - 16MHz (ATmega8)
- Power Consumption at 4Mhz, 3V, 25°C
 - Active: 3.6mA
 - Idle Mode: 1.0mA
 - Power-down Mode: 0.5µA

Atmel

**8-bit Atmel with
8KBytes In-
System
Programmable
Flash**

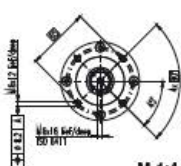
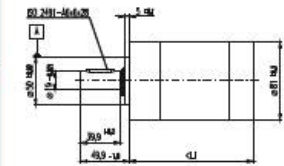
**ATmega8
ATmega8L**

Rev.2486AA-AVR-02/2013

Atmel

Figura A.8-1 Hoja de datos de ATmega8

Planetary Gearhead GP 81 A Ø81 mm, 20–120 Nm

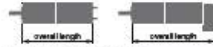


Technical Data	
Planetary Gearhead	straight tooth
Output shaft	steel
Bearing at output	ball bearing
Radial play 3 mm from flange	max. 0.1 mm
Axial play	max. 1 mm
Max. permissible torque for p gears mts	1500 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 3000 rpm
Recommended temperature range	-30...+140°C
Number of stages	2 3
Max. radial load, 24 mm from flange	400 N 800 N 1000 N
Max. permissible axial load	80 N 120 N 200 N

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers	110408	110409	110410	110411	110412	110413
--------------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Characteristic Data	110408	110409	110410	110411	110412	110413
1 Reduction	3.7:1	14:1	25:1	51:1	92:1	308:1
2 Reduction absolute	14	14	14	14	14	14
3 Max. motor shaft diameter	mm	14	14	14	14	14
4 Number of stages	1	2	2	3	3	3
5 Max. continuous torque	Nm	20	69	60	120	120
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	30	90	90	180	180
7 Max. efficiency	%	80	75	75	70	70
8 Weight	g	2500	3000	3000	3700	3700
9 Average backlash no load	"	1.0	1.5	1.5	2.0	2.0
10 Mass inertia	gcm ²	185	155	125	88	89
11 Gearhead length L1	mm	92.0	113.7	113.7	135.3	135.3



Motor	Page	Sensor	Page	Brake	Page	Overall length [mm]	Motor length	gearhead length	assembly parts
FE 85, 250 W	107					223.5	245.2	245.2	256.9
FE 85, 250 W	107	HEDS 5540	306			249.4	271.1	271.1	292.7
FE 85, 250 W	107	HEDL 5540	308			249.4	271.1	271.1	292.7
FE 85, 250 W	107	HEDL 9140	311			279.5	301.3	301.3	322.9
FE 85, 250 W	107			AB 44	352	279.5	301.3	301.3	322.9
FE 85, 250 W	107	HEDL 9140	311	AB 44	352	297.3	319.3	319.3	340.9
EC 80, 400 W	184					269.4	291.1	291.1	312.7
EC 80, 400 W	184	HEDL 9140	310			269.4	291.1	291.1	312.7
EC 80, 400 W	184	Res 26	316			269.4	291.1	291.1	312.7
EC 80, 400 W	184			AB 41	351	283.0	304.7	304.7	326.3
EC 80, 400 W	184	HEDL 9140	310	AB 41	351	307.0	328.7	328.7	350.3

Figura A.8-3 Hoja de datos de la caja reductora GP 81

2 Especificaciones

2.1 Datos técnicos

ESCON 7010 (422969)		
Dimensionamiento eléctrico	Tensión nominal de trabajo +V _{cc}	10...70 VCC
	Tensión de trabajo absoluta +V _{cc,max} / +V _{cc,min}	8 VCC / 76 VCC
	Tensión de salida (máx.)	0,95 x +V _{cc}
	Intensidad de salida I _{out} / I _{max} (<20 s)	10 A / 30 A
	Frecuencia de modulación por duración de pulso (PWM)	53,6 kHz
	Frecuencia de exploración, regulador PI de corriente	53,6 kHz
	Frecuencia de exploración, regulador PI de velocidad	5,36 kHz
	Máx. grado de eficacia	98%
	Máx. velocidad de giro del motor CC	Limitada por la máxima velocidad permitida (motor) y la máxima tensión de salida (controladora)
	Máx. velocidad de giro del motor EC	150 000 rpm (1 par de polos)
Entradas y salidas	Estrangulador de motor incorporado	3 x 15 µH; 10 A
	Entrada analógica 1	Resolución 12 bits; -10...+10 V, diferencial
	Entrada analógica 2	
	Salida analógica 1	Resolución 12 bits; -4...+4 V, relativo a GND
	Salida analógica 2	
	Entrada digital 1	+2,4...+36 VCC (R _i = 38,5 kΩ)
	Entrada digital 2	
	Entrada/salida digital 3	+2,4...+36 VCC (R _i = 38,5 kΩ) / máx. 36 VCC (I _L <500 mA)
Entrada/salida digital 4		
Señales de sensor Hall	H1, H2, H3	
Señales del encoder	A, A', B, B', (máx. 1 MHz)	
Tensión de salida	Tensión de salida auxiliar	+5 VCC (I _L <10 mA)
	Tensión de alimentación del sensor Hall	+5 VCC (I _L <30 mA)
	Tensión de alimentación del encoder	+5 VCC (I _L <70 mA)
Potenciómetro	Potenciómetro P1 (en la placa)	240°, lineal
	Potenciómetro P2 (en la placa)	
Conexiones del motor	Motor CC	+ Motor, - Motor
	Motor EC	Devanados 1, 2 y 3 de motor
Puerto	USB 2.0	Full Speed (12 Mbits)
Indicadores de estado	Funcionamiento	LED verde
	Error	LED rojo

maxon motor

Especificaciones
Datos técnicos

ESCON 70/10 (422988)			
Medidas	Peso	aprox. 259 g	
	Dimensiones (L x A x H)	125 x 78,5 x 27 mm	
	Agujeros de fijación	Para tornillos M4	
Condiciones ambientales	Temperatura	Funcionamiento	-30...+45°C
		Rango ampliado *1)	+45...+82°C Derating: -0,270 A/°C
	Humedad del aire	Almacenamiento	-40...+85°C
			20...80% (sin rocío)

Observación: *1) Se permite el funcionamiento dentro del rango de temperatura ampliado. Pero esto conlleva un derating (reducción de la máxima intensidad de salida) en la medida indicada.

Tabla 2-4 Datos técnicos

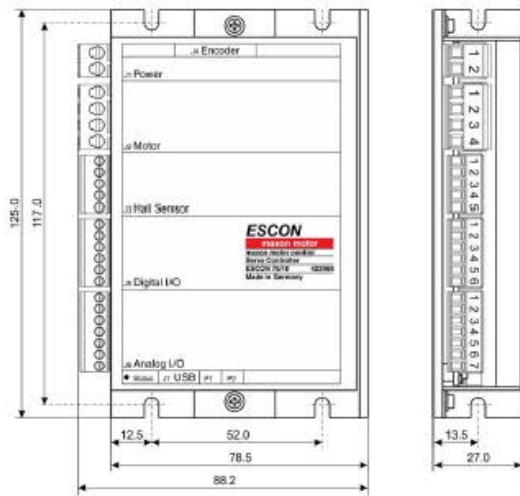


Figura 2-1 Diagrama de medidas [mm]

2-8

ID del Documento: n44029
Edición: Septiembre 2013
© 2013 maxon motor. Reservados todos los derechos. No se permite la explotación económica ni la transformación de esta obra. Queda permitida la impresión en su totalidad.

maxon motor control
Servocontroladora ESCON
Referencia del Dispositivo ESCON 70/10

Figura A.8-3 Hoja de datos controlador ESCON 70/10

ANEXO 9. Planos de despiece y ensamble

Se adjuntan 1 plano del diagrama de conexión del motor principal, 6 planos de despiece y 6 de ensamble.

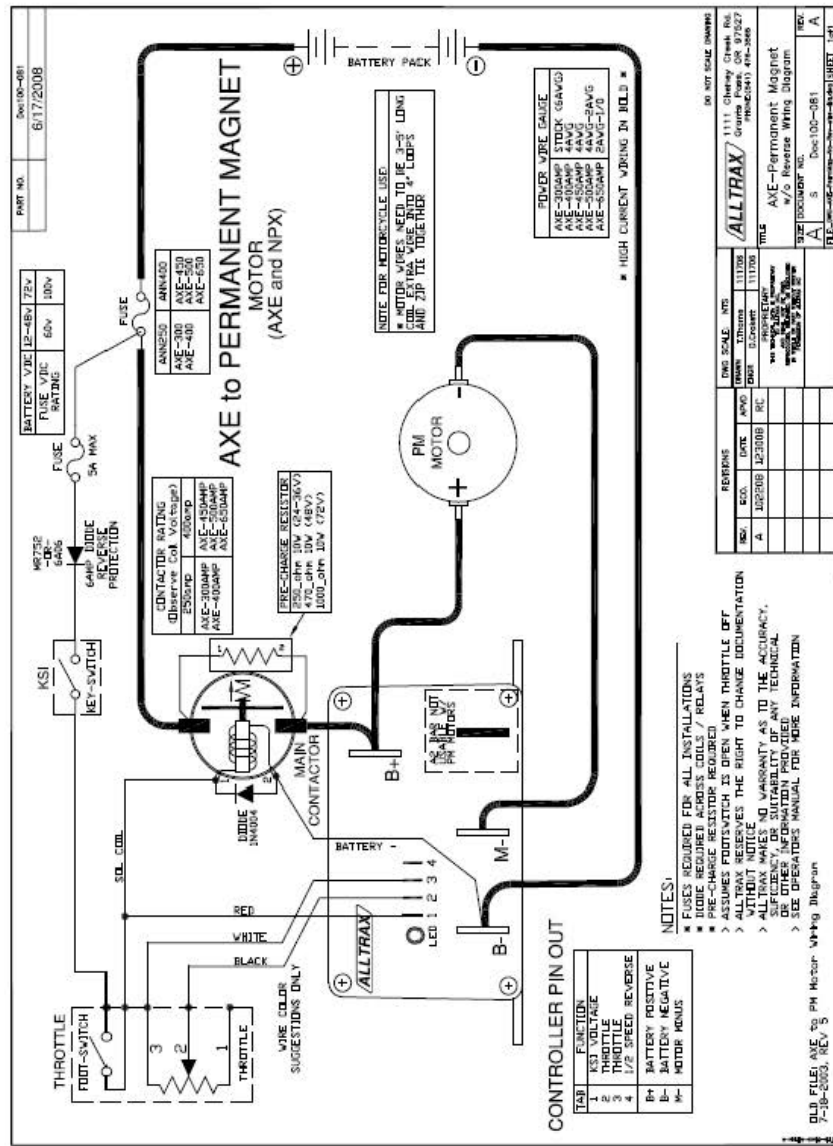
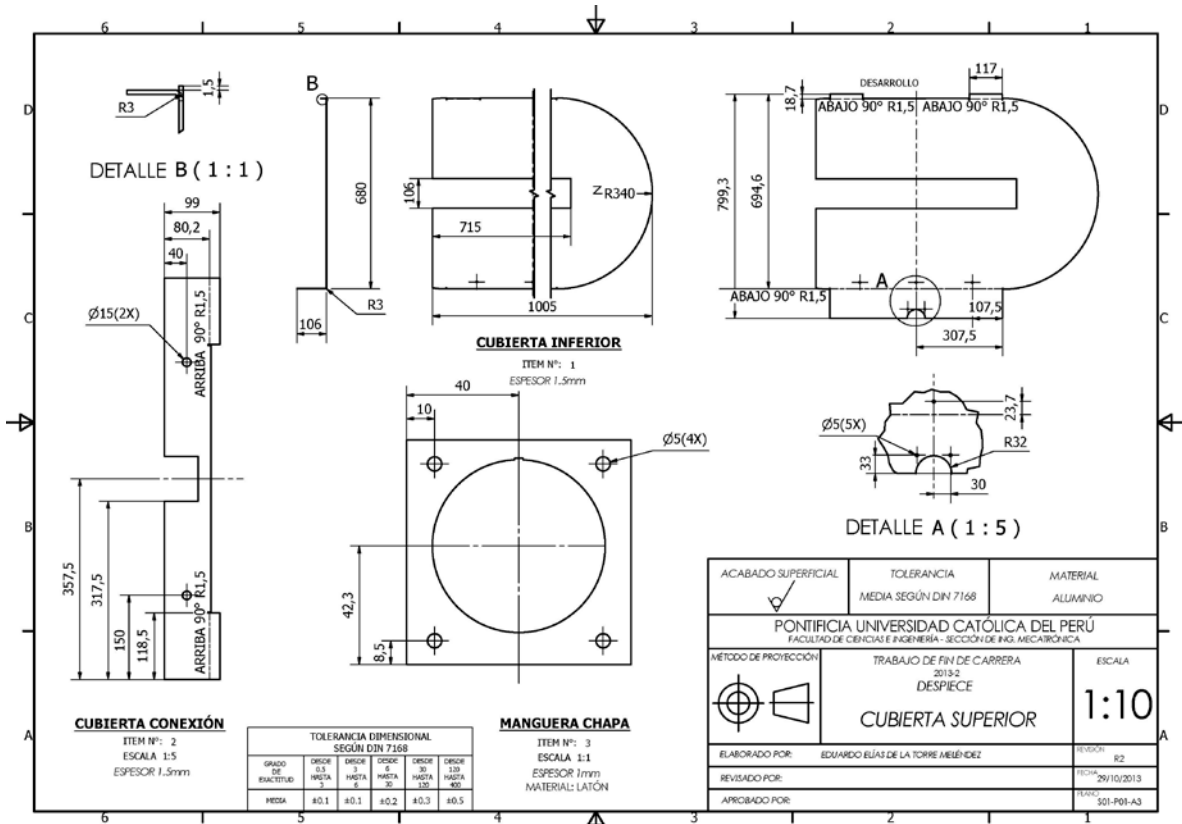
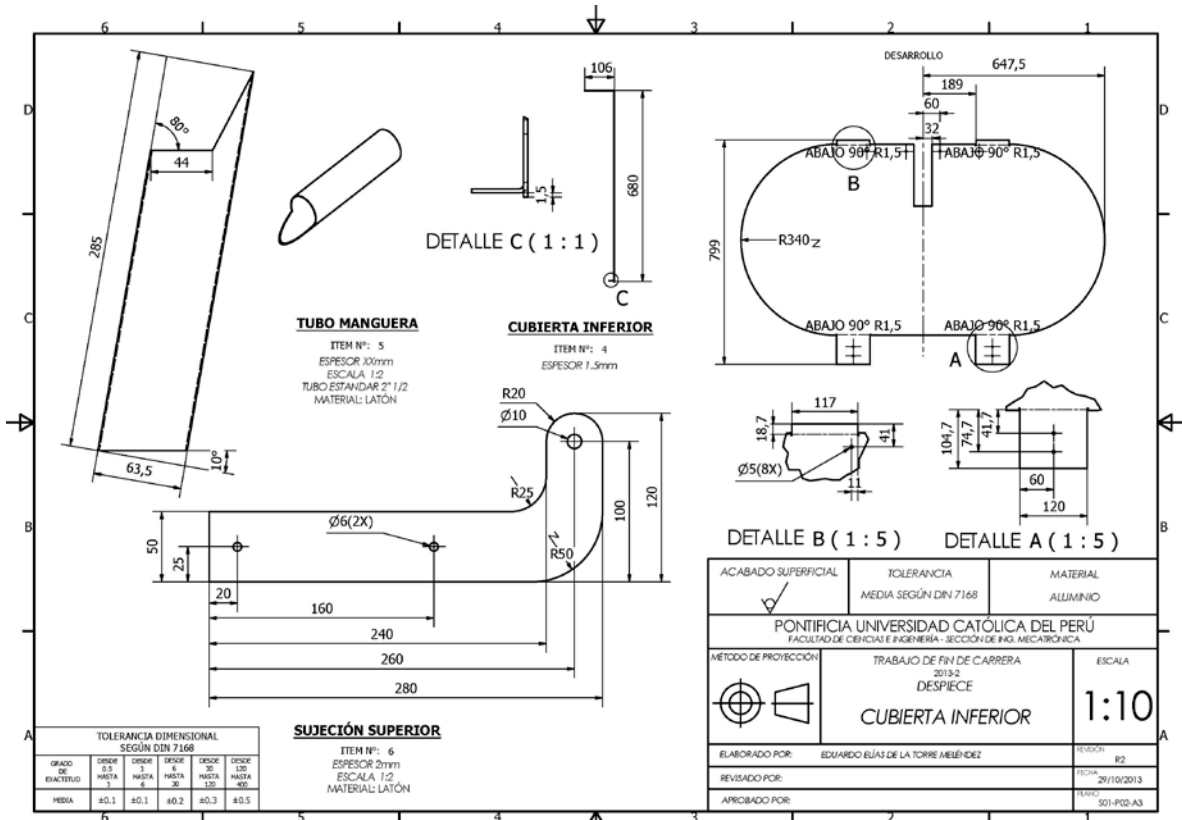
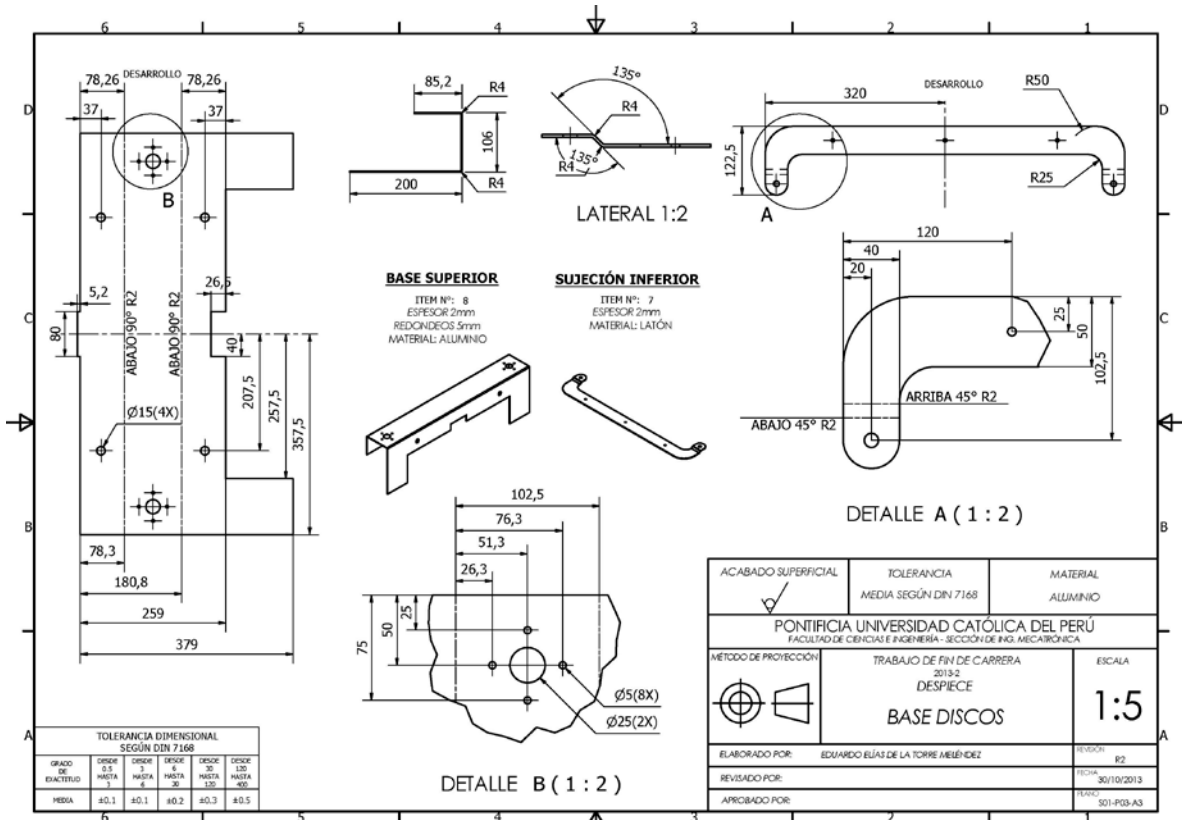
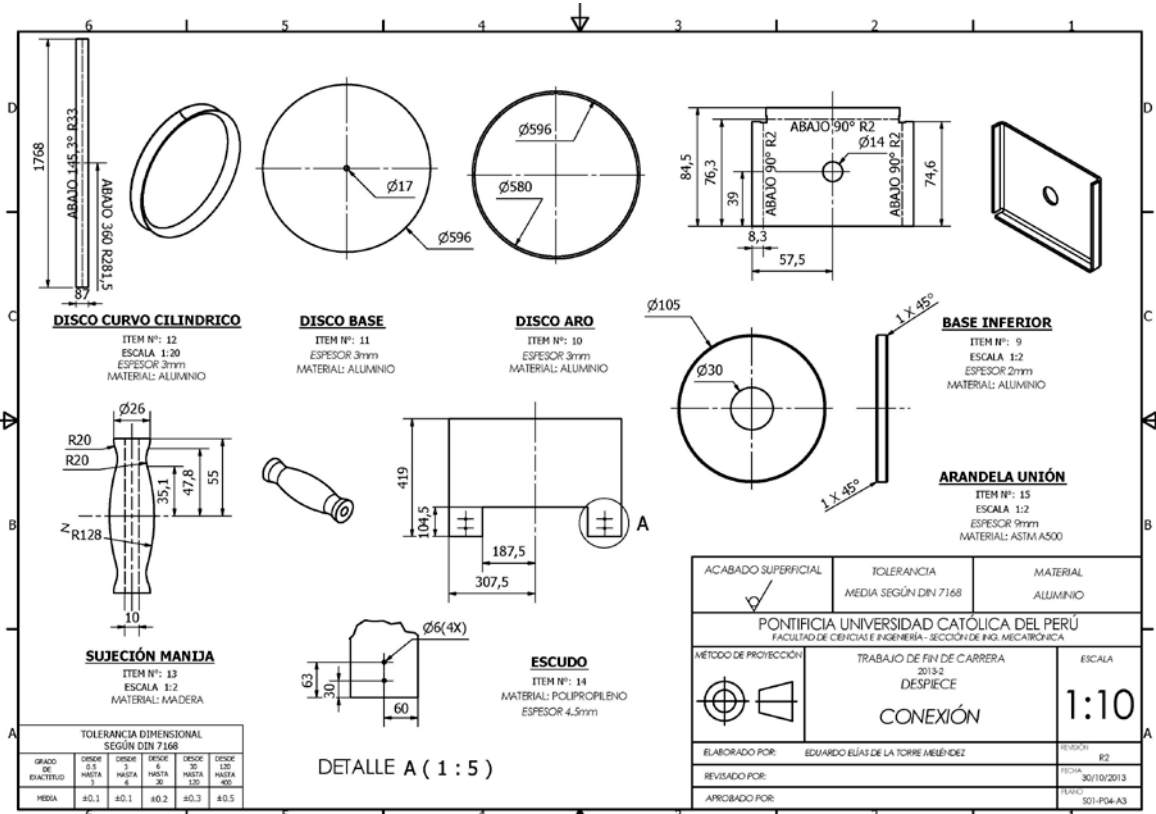


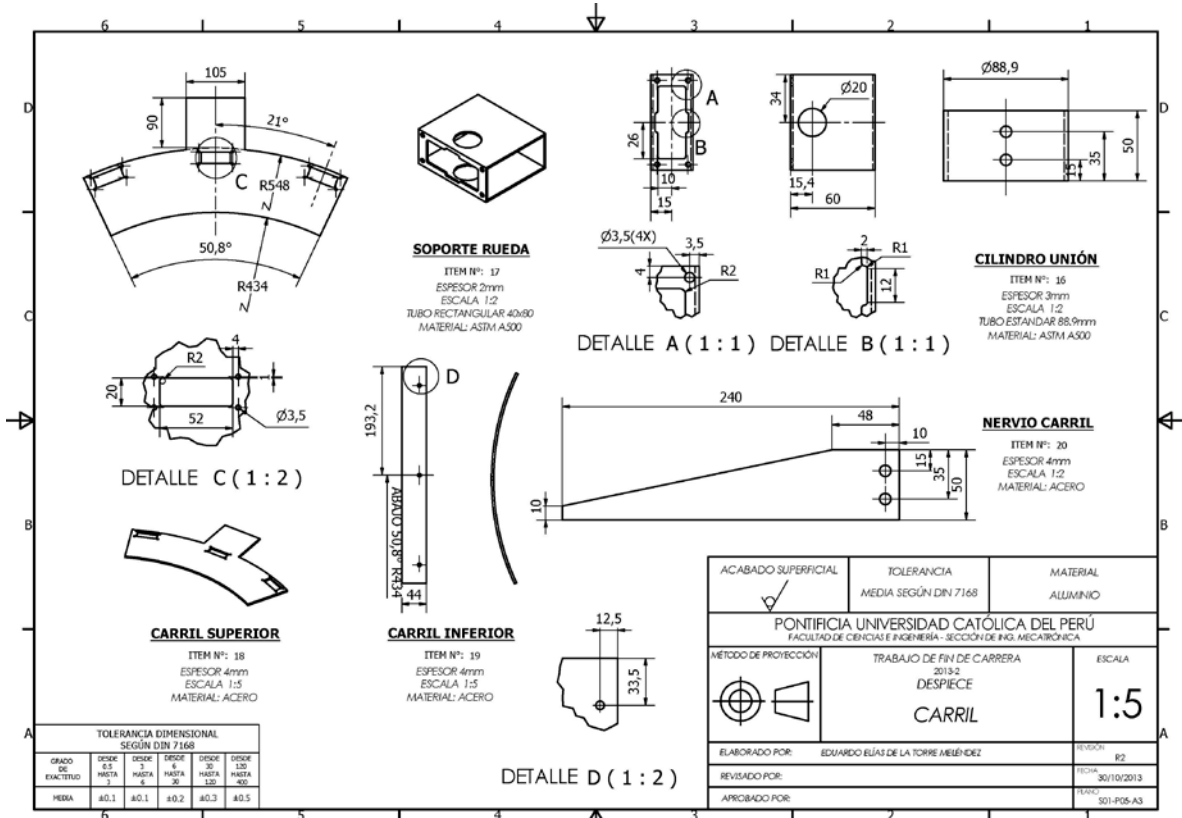
Figura A.9-1 Diagrama de conexión motor EMC-EM0909.

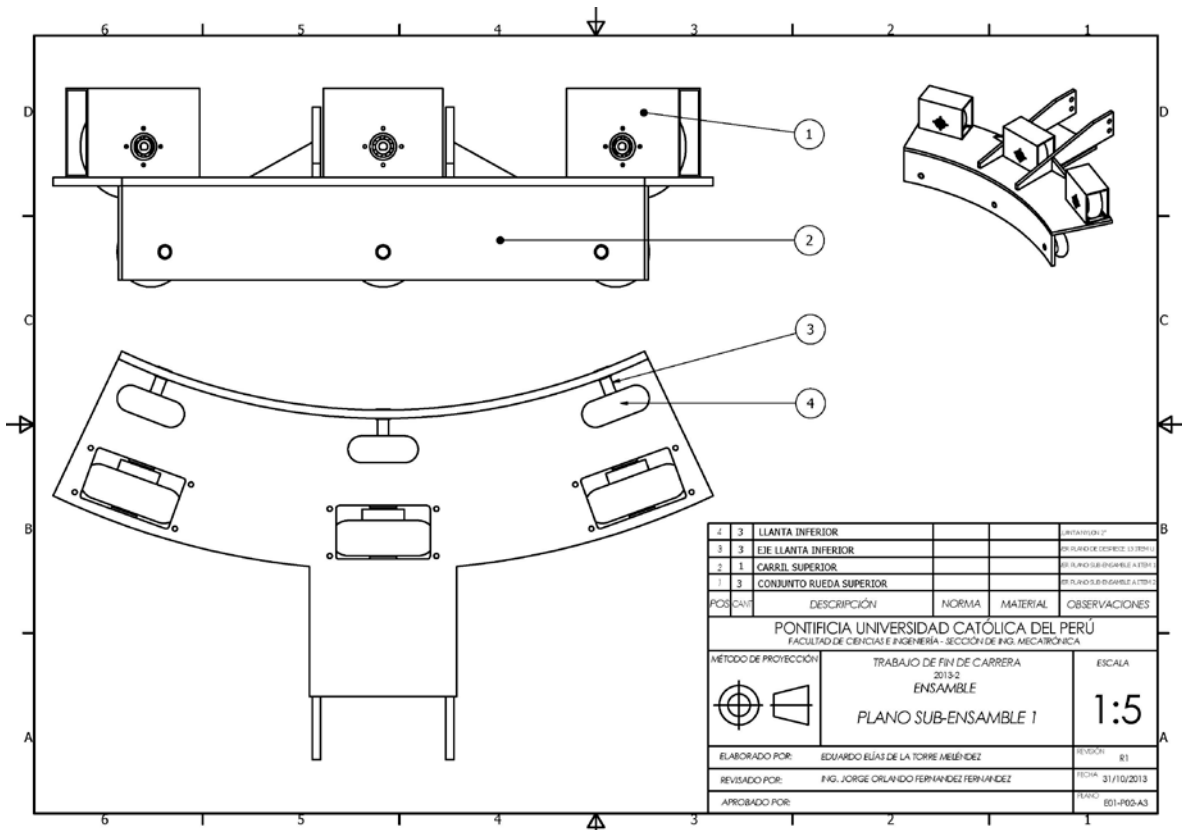


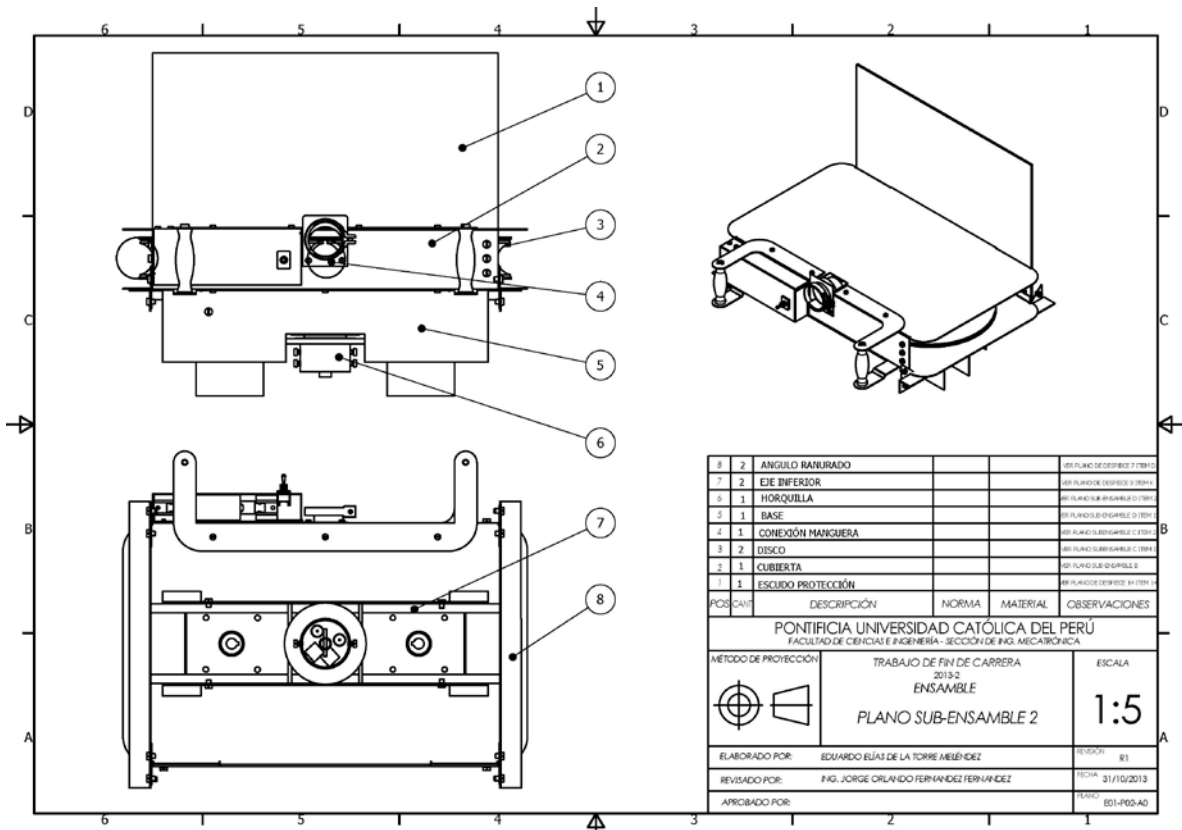


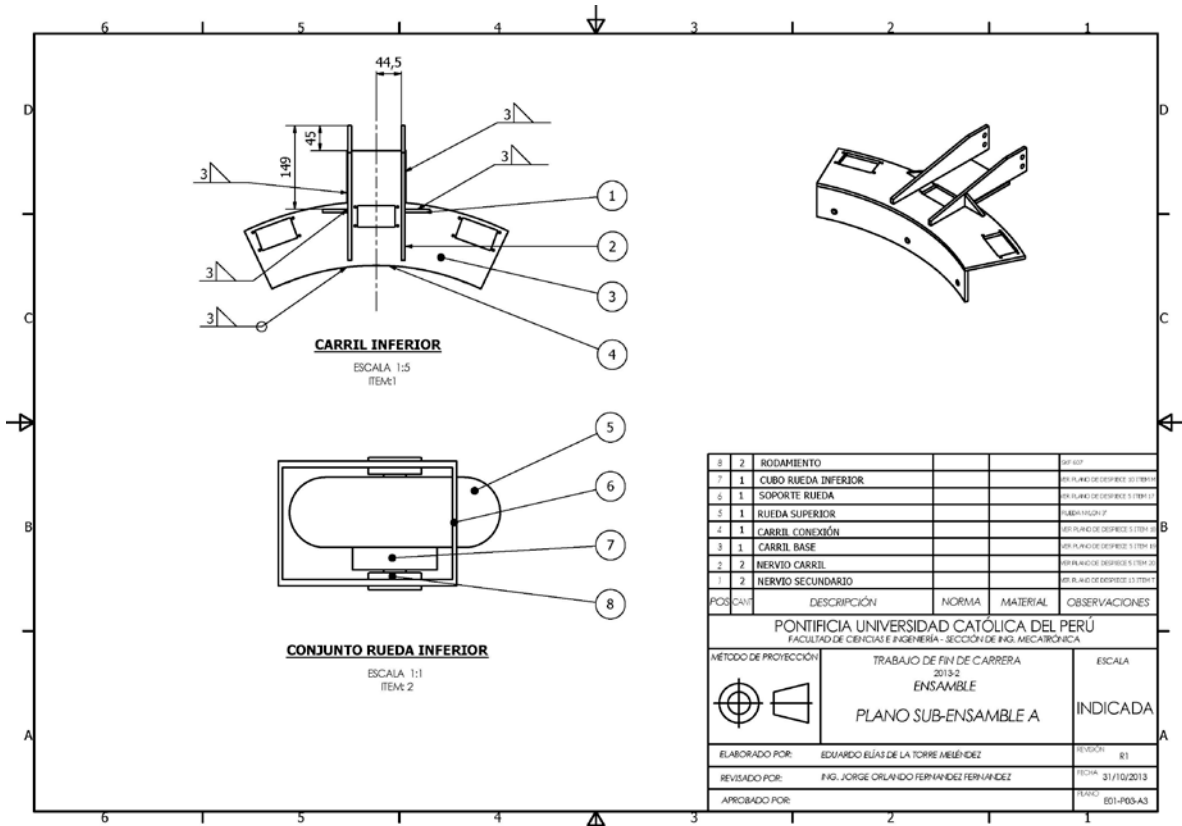


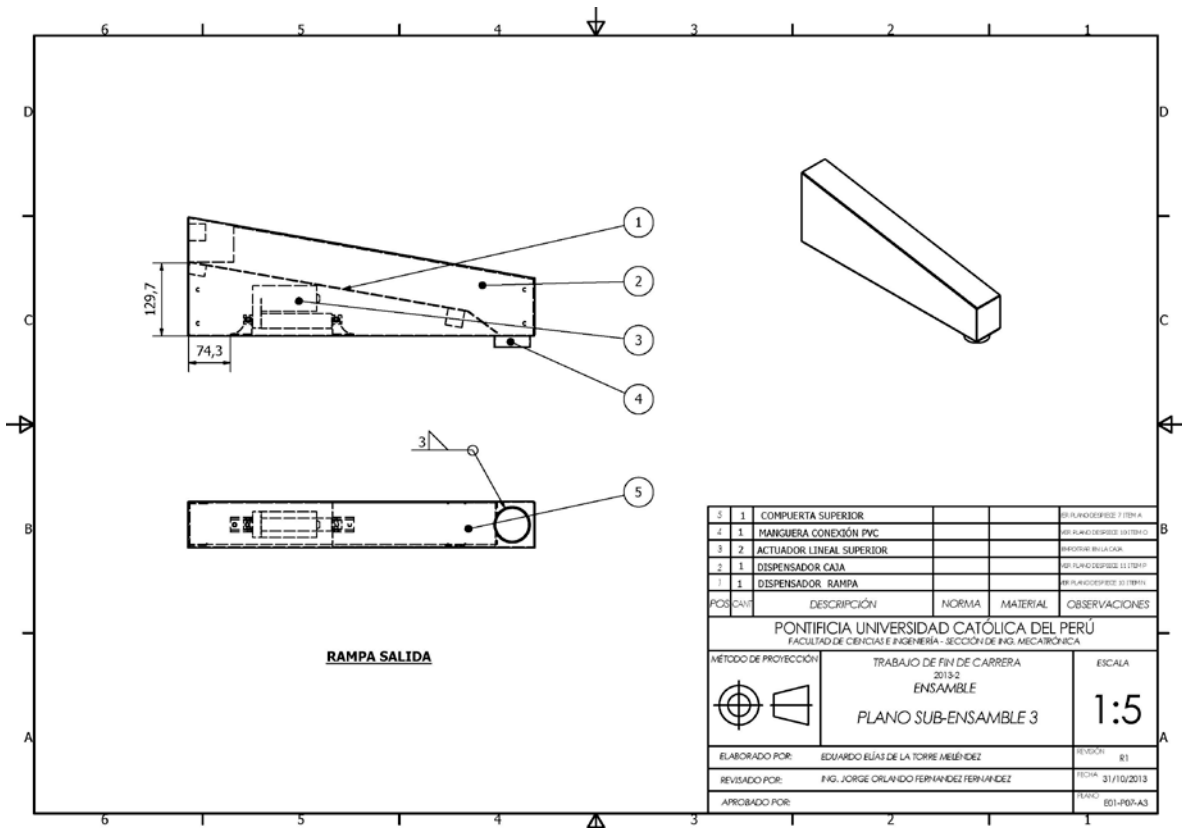


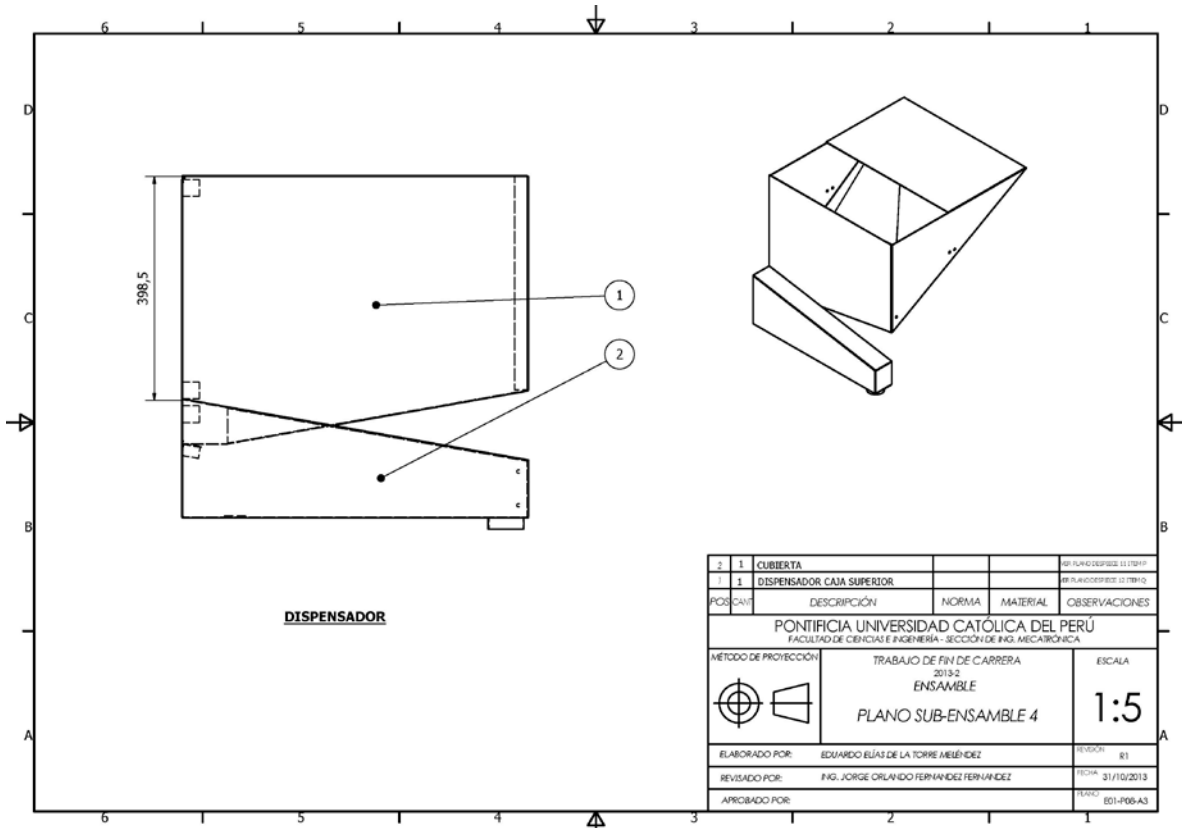


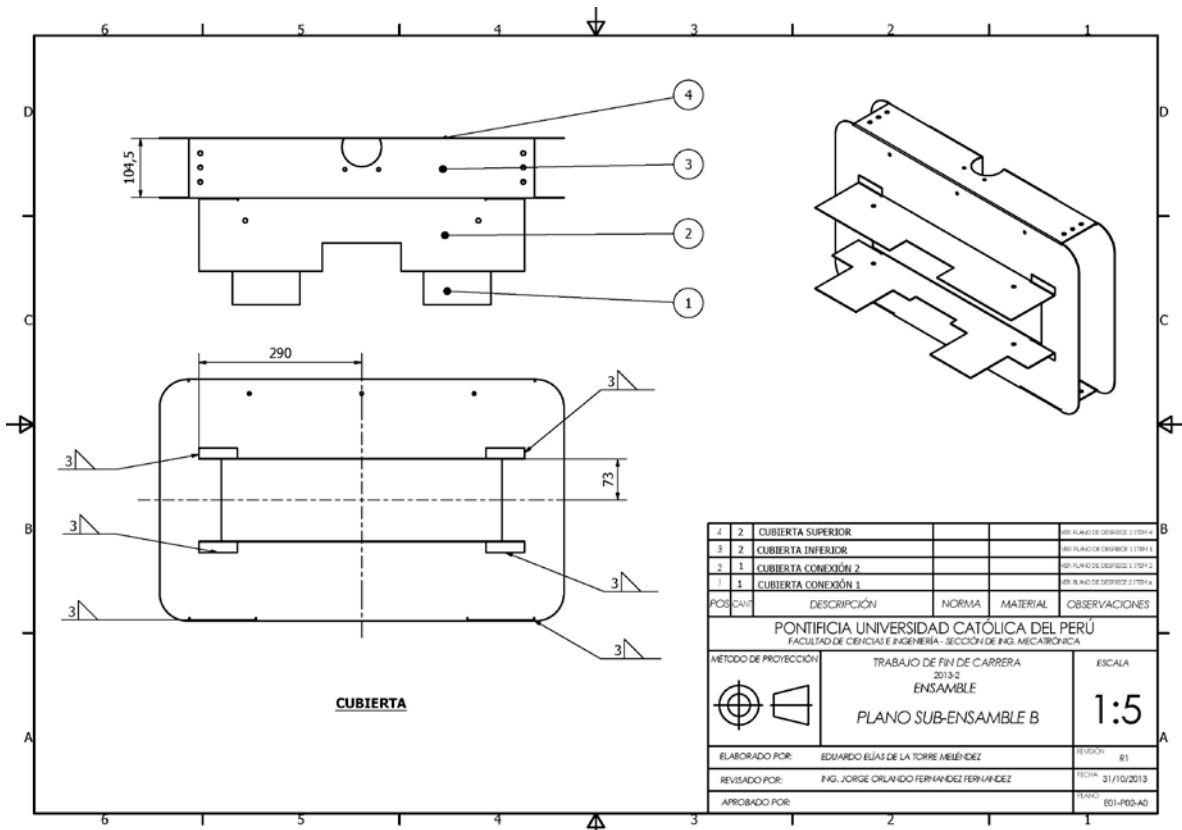












POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	2	CUBIERTA SUPERIOR		VER PLANO DE DESPESPE 1.17014
3	2	CUBIERTA INFERIOR		VER PLANO DE DESPESPE 1.17014
2	1	CUBIERTA CONEXIÓN 2		VER PLANO DE DESPESPE 1.17014
1	1	CUBIERTA CONEXIÓN 1		VER PLANO DE DESPESPE 1.17014

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - SECCIÓN DE ING. MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TRABAJO DE FIN DE CARRERA 2013-2 ENSAMBLE PLANO SUB-ENSAMBLE B	ESCALA 1:5
ELABORADO POR:	EDUARDO ELIAS DE LA TORRE MELÉNDEZ	REVISOR: 81
REVISADO POR:	ING. JORGE ORLANDO FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ	FECHA: 31/10/2013
APROBADO POR:		TEMPLO: E01-P00-A0



