

Anexo A. NORMAS RELACIONADAS .....	3
Anexo B. SELECCIÓN POLIPASTO Y CARRITO .....	4
1. SELECCIÓN DE CARRO TROLLEY .....	5
Anexo C. SELECCIÓN DE LA VIGA .....	6
1. FACTOR DE CARGA MUERTA (DFL): .....	6
2. FACTOR DE CARGA DEL POLIPASTO (HLF).....	7
3. FACTOR DE INERCIA DEL POLIPASTO (IFD).....	7
4. CARGA TOTAL APLICADA SOBRE LA VIGA.....	8
5. SELECCIÓN DE LA VIGA.....	10
6. PUNTO 0.....	15
7. PUNTO 1.....	16
8. PUNTO 2.....	17
Anexo D. CALCULO DE COLUMNA.....	19
Anexo E. CALCULO TORNILLOS DE POTENCIA .....	23
Anexo F. CALCULOS DE SOPORTES.....	30
1. CONCEPTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA.....	30
2. MODELADO Y SIMULACIÓN.....	32
Anexo G. DISEÑO EJE DE LAS RUEDAS .....	37
Anexo H. CALCULO DE BUJES PARA EL EJE.....	43
Anexo I. SELECCIÓN DE ANILLOS RETENEDORES PARA EL EJE.....	46
Anexo J. CALCULO Y SELECCIÓN DE MOTORES .....	47
1. DESPLAZAMIENTO:.....	47
2. TORNILLO DE POTENCIA: .....	49
Anexo K. SELECCIÓN DE CADENA Y SPROCKET PARA SISTEMA TELESCÓPICO.....	52
Anexo L. CALCULO DE SOLDADURAS.....	53
Anexo M. ANÁLISIS MODAL .....	56
Anexo N. TABLAS DE FABRICACIÓN DE PROTOTIPO .....	60
Anexo O. CASOS Y MOVIMIENTOS MOTORES .....	65
Anexo P. CALCULO DE COSTOS DE OPERACIÓN .....	73
1. CÁLCULO DE TIEMPOS .....	73

Anexo Q. CODIGO ESP 32.....	77
Anexo R. REPOSITORIO DEL APLICATIVO MOVIL.....	82
Anexo S. ENLACES PARA VIDEOS DEL PROYECTO.....	83
Anexo T. PLANOS DE LA GRÚA REMOTA.....	84

## Anexo A. NORMAS RELACIONADAS

Tabla 1. Normas aplicadas al proyecto.

Norma	Contenido
<b>CMAA #74</b>	especificaciones para grúas eléctricas de viga sencilla con funcionamiento superior e inferior que utilizan polipasto de carrito con funcionamiento inferior
<b>ISO 12100</b>	Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo

## Anexo B. SELECCIÓN POLIPASTO Y CARRITO

Tabla 2. Catalogo polipastos - <https://polipastos.com>

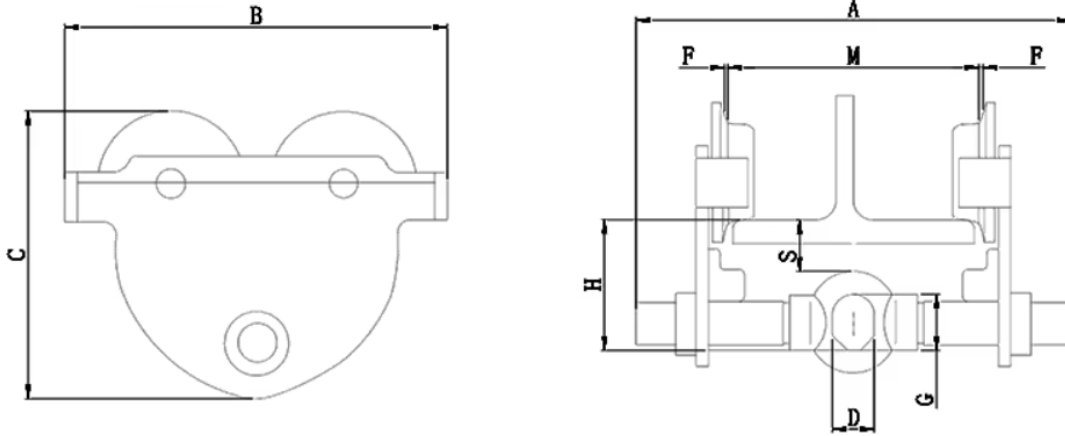
POLIPASTO MANUAL DE CADENA CB – ESPECIFICACIONES									
Cap. (Tons)	Código de producto	Altura libre C (mm)	Elev. estándar (m)	Fuerza para levantar la carga (kg)	Tramo a recorrer de la cadena manual para levantar 1 m (m)	Diám. de la cadena de carga (mm) x Ramales	Peso neto (kg)	Peso de envío aprox. (kg)	Peso por un metro adic. de elevación (kg)
1/2	CB005	285	2.4	24	25	5.0 x 1	10	11	1.5
1	CB010	295		29	43	6.3 x 1	12	12	1.8
1 1/2	CB015	350		35	57	7.1 x 1	15	15	2.1
2	CB020	375		36	70	8.0 x 1	20	21	2.3
2 1/2	CB025	420		33	99	9.0 x 1	27	28	2.7
3	CB030	510		36	114	7.1 x 2	24	26	3.2
5	CB050	600		34	198	9.0 x 2	41	43	4.5
10	CB100	760	3.7	36	396	9.0 x 4	83	91	8.1
15	CB150	1020		37	594	9.0 x 6	155	165	11.7
20	CB200	1180		36 x 2	396 x 2	9.0 x 8	235	305	16.2
30	CB300	1300		43 x 2	495 x 2	9.0 x 10	310	400	19.8
40	CB400	1480			693 x 2	9.0 x 14	480	630	27.0
50	CB500	1560		49 x 2	792 x 2	9.0 x 16	640	790	30.6
80	CB800	2560		43 x 4	693 x 4	9.0 x 28	1530	—	54.1
100	CB1000	3180		49 x 4	792 x 4	9.0 x 32	2950	—	61.3

*Longitudes especiales de cadena manual y de carga disponibles bajo pedido.  
Los pesos son aproximados.*

Se seleccionó un polipasto de 5 toneladas con un metro adicional de cadena, ya que el modelo estándar incluye 2.4 metros, mientras que la altura requerida es de 3 metros, garantizando así su operación eficiente en las condiciones específicas del taller. Esta elección resulta adecuada, considerando que los polipastos más comunes en los talleres tienen capacidades entre 3 y 5 toneladas. Además, con un peso aproximado de 45 kg, el equipo cumple con los requisitos de capacidad y operatividad necesarios.

# 1. SELECCIÓN DE CARRO TROLLEY

Tabla 3. Catalogo trolley - <https://es.aliexpress.com/item/>



Artículo No.(I-beam: normal)	ZHPT-P-0.5T	ZHPT-P-1T	ZHPT-P-1.5T	ZHPT-P-2T	ZHPT-P-3T	ZHPT-P-5T	
Artículo No.(I-beam: largo)	ZHPT-P-0.5T-L	ZHPT-P-1T-L	ZHPT-P-1.5T-L	ZHPT-P-2T-L	ZHPT-P-3T-L	ZHPT-P-5T-L	
Capacidad (T)	0,5	1	1,5	2.	3	5.	
Carga de prueba en funcionamiento (kN)	7,35	14,71	22,06	29,42	44,13	61,29	
Radio mínimo de curva (M)	0,85	1	1,1	1,1	1,3	1,4	
Dimensión (mm)	A	284	302	302	314	328	346
	B	/	388	388	400	415	432
	B	206	252	265	276	335	377
	C	156	190	212	222	258	284
	H	74	90	106	106	121	136
	S	32	38	38	38	40	42
	D	25	30	40	40	46	52.
	G	30	36	48	48	58.	65
Rango de anchura de viga en I (mm)	M	1,5-3					
	Normal	50-220	58-220	66-220	66-220	74-220	90-220
	Largo	/	165-305	165-305	165-305	178-305	178-305
Peso neto (kg)	A	5.	9	11.	14	23	36,5
	B	/	10	12	15	24,5	38,5

Se tomó como referencia este modelo de carro trolley para estimar un peso aproximado, con el objetivo de determinar la carga que será soportada por la viga principal. ZHPT-P-5T.

## Anexo C. SELECCIÓN DE LA VIGA

Tabla 4. Carga del polipasto y el trolley

Carga del polipasto y el trolley			
$TL = g * \sum Componentes$			
Variables de entrada			
$g$	9.8	$\frac{m}{s^2}$	Gravedad
$m_p$	45	$kg$	Masa del polipasto
$m_t$	39	Kg	Masa del carro trolley
Resultado			
$TL$	823.2	N	Carga del polipasto y trolley

Tabla 5. Carga de elevación

Carga de elevación			
$LL = C_t * g$			
Variables de entrada			
$g$	9.8	$\frac{m}{s^2}$	Gravedad
$C_t$	2000	$kg$	Carga de trabajo
Resultado			
$LL$	19600	N	Carga de elevación

### 1. FACTOR DE CARGA MUERTA (DFL):

Teniendo en cuenta la norma CMAA #74 el valor del factor de carga muerta depende únicamente de la velocidad que tendrá el carro trolley, sin embargo, nuestro carro trolley no cuenta con un motor asociado, este se moverá de manera manual, por tal motivo se tomara el valor mínimo de este factor debido a que el factor de carga muerta es directamente proporcional a la velocidad del carro trolley, el cual es 1.1, la ecuación se puede ver representada en la tabla 8

Tabla 6. Factor de carga muerta

Factor de carga muerta (DFL)		
$DFL = 1.1 \leq 1.05 + \frac{\text{travel speed}(fpm)}{2000} \geq 1.2$		
Resultado		
<i>DFL</i>	1.1	Factor de carga muerta

## 2. FACTOR DE CARGA DEL POLIPASTO (HLF)

El factor de carga del polipasto es de 0,5% de la velocidad de elevación en pies por minuto ( $V_{ep}$ ). Para este tipo de sistemas de elevación sin embargo la elevación de nuestro sistema se hace de forma manual sin contar con motores, al igual que con el factor de carga muerta se tomará el valor mínimo dentro del rango permitido.

Tabla 7. Factor de carga de polipasto

Factor de carga del polipasto (HFL)		
$HFL = 0.15 \leq 0.005 * V_{ep} \geq 0.5$		
Resultado		
<i>HFL</i>	0.15	Factor de carga muerta

## 3. FACTOR DE INERCIA DEL POLIPASTO (IFD)

El factor IFD corresponde a un porcentaje de la carga vertical y se puede considerar como el 7,8% de la aceleración o desaceleración, pero no puede ser inferior al 2,5% de la carga vertical o el factor LL, teniendo en cuenta que nuestro sistema no presenta motores en la elevación de la carga se tomara como factor de inercia el 2,5% de la carga vertical o factor LL.

Tabla 8. Factor de inercia del polipasto

<b>Factor de inercia del polipasto (IFD)</b>			
$IFD = 2,5\% * LL$			
Variables de entrada			
<i>LL</i>	19600	<i>N</i>	Carga de elevación
Resultado			
<i>IFD</i>	490	<i>N</i>	Factor de inercia del polipasto

#### 4. CARGA TOTAL APLICADA SOBRE LA VIGA

En la norma CMMMA #74 se presentan varios casos de diseño, para el caso de este sistema el caso que más se acopla al diseño es el caso #1, grúa de uso regular bajo caras principales (nivel de esfuerzo 1).

Tabla 9. Carga total aplicada

<b>Carga total aplicada</b>			
$P = TL * DFL + LL * (1 + HLF) + IFD$			
Variables de entrada			
<i>TL</i>	823.2	<i>N</i>	Carga del polipasto y trolley
<i>LL</i>	19600	<i>N</i>	Carga de elevación
<i>DFL</i>	1.1	$\frac{N}{A}$	Factor de carga muerta
<i>HFL</i>	0.15	$\frac{N}{A}$	Factor de carga del polipasto
<i>IFD</i>	490	<i>N</i>	Factor de inercia del polipasto
Resultado			
<i>P</i>	23935.52	<i>N</i>	Carga total aplicada

Por recomendación de la norma la carga total aplicada no debe de superar el 125% de la carga nominal (LL), el cual es 24500N por tal motivo la carga hallada es

correcta, teniendo esto en cuenta se calculan las cargas soportadas por las ruedas del trolley.

Tabla 10. Cargas en ruedas del carrito

Carga de cada rueda del polipasto			
$P_{cr} = \frac{P}{4}$			
Variables de entrada			
$P$	23935.52	$N$	Carga total aplicada
Resultado			
$P_{cr}$	5983.88	$N$	Carga en cada rueda

Para calcular la deflexión máxima de la viga se hace mediante la formula mostrada en la tabla 13.

Tabla 11. Deflexión máxima de la viga.

Deflexión máxima de viga			
$y_{max} = \frac{(PL^3)}{48EI}$			
Variables de entrada			
$P$	23935.52	$N$	Carga total aplicada
$L$	2.5	$M$	Longitud libre de viga
$E$	2 E+11	$Pa$	Módulo de elasticidad
$I$	1.32 E-5	$m^4$	Momento de inercia
Resultado			
$y_{max}$	2.95	$mm$	Deflexión máxima

Este valor se compara con lo establecido en la norma CMAA #74, esto es, la deflexión máxima debe ser menor a  $L/750$  (3.33 mm para la viga diseñada), dándonos como resultado que la deflexión se encuentra dentro del rango aceptable.

## 5. SELECCIÓN DE LA VIGA

Se optó por una viga IPE debido a su compatibilidad con la mayoría de los carros trolley disponibles en el mercado, lo que facilita su desplazamiento y asegura un funcionamiento eficiente. Para esta selección, se utilizó el catálogo de la empresa AGOFER, ubicada en Bucaramanga. Las vigas de este catálogo están fabricadas con material ASTM A52 G-50, conforme a la norma NTC 1985, que especifica un esfuerzo de fluencia ( $\sigma_y$ ) de 345 MPa. (ver figura 1).

Figura 1. Selección grado de material de la viga.

### 6. PROPIEDADES MECÁNICAS

#### 6.1 PROPIEDADES DE TRACCIÓN

6.1.1 El material representado por las probetas de ensayo debe cumplir con las propiedades de tracción indicadas en la Tabla 4.

Tabla 4. Requisitos de tracción <sup>A</sup>

Grado	Resistencia a la fluencia, min		Resistencia a la tracción, min		% de alargamiento mínimo, <sup>B,C,D</sup>	
	(ksi)	MPa	(ksi)	MPa	en 200 mm (8 pulgadas)	en 50 mm (2 pulgadas)
290 (42)	(42)	290	(60)	415	20	24
345 (50)	(50)	345	(65)	450	18	21
380 (55)	(55)	380	(70)	485	17	20
415 (60)	(60)	415	(75)	520	16	18
450 (65)	(65)	450	(80)	550	15	17

<sup>A</sup> Véase la orientación de la probeta según la sección ensayos de tracción de la NTC 4537 (ASTM A6/A6M).  
<sup>B</sup> No se requiere determinar el alargamiento de las chapas para piso.  
<sup>C</sup> Para perfiles de ala ancha con masa mayor de 634 kg/m (426 lb/pie), se aplica un valor de alargamiento mínimo de 19 % en 50 mm (2 pulgadas).  
<sup>D</sup> Para chapas con anchos mayores de 600 mm (24 pulgadas), el requisito de alargamiento es reducido en dos puntos porcentuales para los grados 290, 345 y 380 (42, 50 y 55) y tres puntos porcentuales para los grados 415 y 450 (60 y 65). Véase ajuste del requisito de alargamiento en el numeral de ensayos de tracción de la NTC 4537 (ASTM A6/A6M).

Conociendo las propiedades del material, se procedió a determinar el factor de seguridad adecuado, siguiendo las recomendaciones del libro Diseño para elementos de máquinas de Mott. Este texto sugiere factores de seguridad específicos según el tipo de material y la naturaleza de la carga. Dado que el material seleccionado es dúctil, se adoptaron los valores recomendados para este tipo de material, los cuales están divididos en tres rangos, dependiendo del tipo de carga al que estará sometida la viga. Esta metodología asegura un diseño seguro y conforme a las mejores prácticas de ingeniería.

Figura 2. Factores de seguridad Mott

**Materiales dúctiles**

1.  $N = 1.25$  a  $2.0$ . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.  $N = 2.0$  a  $2.5$ . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3.  $N = 2.5$  a  $4.0$ . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.  $N = 4.0$  o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Se adopta un valor de  $N=2.0$  debido a que, aunque el sistema está diseñado para cargas estáticas, el movimiento generará dinámicas en la carga, lo que hace necesario incorporar un margen de seguridad.

Tabla 12. Esfuerzo permisible en viga

Esfuerzo permisible			
$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{N}$			
Variables de entrada			
$N$	2.0	-	Factor de seguridad
$\sigma_y$	345	Mpa	Esfuerzo máximo de fluencia
Resultado			
$\sigma_{perm}$	172.5	Mpa	Esfuerzo permisible

**Cálculo del cortante y momento flector máximo**

Esta fuerza y momento máximo se calculan en el centro de la viga que es el punto más crítico

Tabla 13. Momento flexor máximo en la viga

<b>Momento flexor máximo</b>			
$M_{max} = P * \frac{L}{4}$			
Variables de entrada			
$P$	$\frac{23935.5}{2}$	$N$	Carga total aplicada
$L$	2.5	m	Longitud Viga
Resultado			
$M_{max}$	14953.7	$N * m$	Momento máximo

Tabla 14. Esfuerzo cortante máximo en la viga

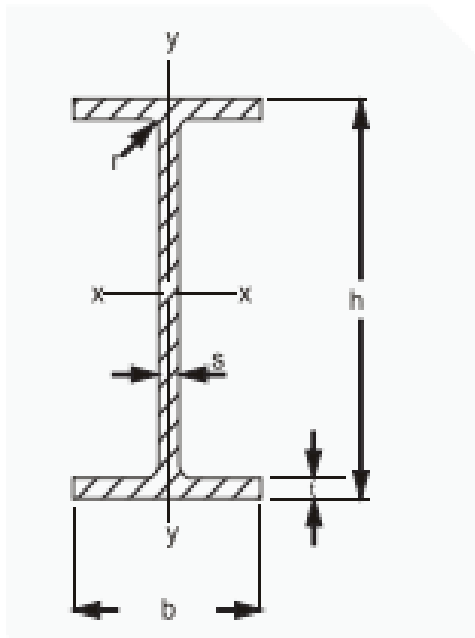
<b>Esfuerzo cortante máximo</b>			
$V_{max} = \frac{P}{2}$			
Variables de entrada			
$P$	$\frac{23935.5}{2}$	$N$	Carga total aplicada
Resultado			
$V_{max}$	$\frac{11967.7}{6}$	$N$	Cortante máximo

Tabla 15. Resistencia a la flexión de la viga

<b>Resistencia a la flexión</b>			
$S_x = \frac{M_f}{\sigma_{perm}}$			
Variables de entrada			
$M_f$	14953.7	$N * m$	Carga total aplicada
$\sigma_{perm}$	$172.5 * 10^6$	$pa$	Esfuerzo permisible
Resultado			
$S_x$	86.68	$cm^3$	Resistencia a la flexión

Según la normativa vigente, se identifican tres puntos críticos donde se generan los mayores esfuerzos, denominados como punto 0, punto 1 y punto 2. Antes de proceder con el análisis de estos puntos, es necesario calcular la constante  $\lambda$ . Para la evaluación, se toma como referencia la viga IPE 180 con el fin de verificar su idoneidad. Esta viga se selecciona inicialmente porque el carro trolley seleccionado requiere un ancho mínimo de 90 mm para ser funcional, lo que descarta el uso de la viga IPE 160, que, aunque cumple en términos de resistencia, no es compatible con el carro trolley seleccionado.

Figura 3. Dimensiones del perfil IPE



I= Momento de inercia

S= Momento de resistencia

R= Radio de inercia, siempre referidos  
Al eje de flexión correspondiente

ASTM A 572 G-50 - NTC 1985

Figura 4. Selección del perfil de la viga

IPE	Dimensiones (mm)					Área cm <sup>2</sup>	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
	h	b	s	t	r			EJE X-X			EJE Y-Y		
								Ix cm <sup>4</sup>	Sx cm <sup>3</sup>	Rx cm	Iy cm <sup>4</sup>	Sy cm <sup>3</sup>	Ry cm
80	80	46	3,8	5,2	5	7,64	6	80,1	20	3,24	8,48	3,69	1,05
100	100	55	4,1	5,7	7	10,3	8,1	171	34,2	4,07	15,9	5,78	1,24
120	120	64	4,4	6,3	7	13,2	10,4	318	53	4,9	27,6	8,64	1,45
140	140	73	4,7	6,9	7	16,4	12,9	541	77,3	5,74	44,9	12,3	1,65
160	160	82	5	7,4	9	20,1	15,8	869	109	6,58	68,2	16,6	1,84
180	180	91	5,3	8	9	23,9	18,8	1320	146	7,42	101	22,1	2,05
200	200	100	5,6	8,5	12	28,5	22,4	1940	194	8,26	142	28,4	2,23
220	220	110	5,9	9,2	12	33,4	26,2	2770	252	9,11	205	37,2	2,48
240	240	120	6,2	9,8	15	39,1	30,7	3890	324	9,97	283	47,2	2,69
270	270	135	6,6	10,2	15	45,9	36,1	5790	429	11,2	419	62,1	3,02
300	300	150	7,1	10,7	15	53,8	42,2	8360	557	12,5	603	80,4	3,35

Las dimensiones de la viga IPE 180 se consultaron en el catálogo correspondiente, considerando la distancia "a" típica para este perfil. Esta distancia oscila entre 20 mm y 40 mm dependiendo del modelo. Dado que la viga IPE 180 es una de las más pequeñas disponibles en el catálogo, se optó por utilizar el valor mínimo de "a", es decir, 20 mm, para el análisis.

Tabla 16. Constante de esfuerzos de la viga

Constante esfuerzos			
$\lambda = \frac{2 * a}{b - t_w}$			
Variables de entrada			
<i>a</i>	20	<i>mm</i>	Punto de aplicación de la carga
<i>b</i>	91	<i>mm</i>	Ancho de la viga
<i>t<sub>w</sub></i>	5.3	<i>mm</i>	Espesor del alma de la viga
Resultado			
$\lambda$	0.4667	—	Constante de esfuerzo

De acuerdo con la norma CMAA #74, se identifican tres puntos críticos designados como punto 0 (Pt0), punto 1 (Pt1) y punto 2 (Pt2). Cada uno de estos puntos posee constantes específicas y valores de esfuerzo determinados por la normativa. La norma proporciona las ecuaciones necesarias para calcular los esfuerzos en cada punto, lo que permite realizar un análisis preciso de las condiciones de carga. Estos puntos críticos y su ubicación se ilustran en la figura 5, facilitando la visualización y comprensión de su disposición en el sistema.

Figura 5. Puntos críticos de la sección transversal

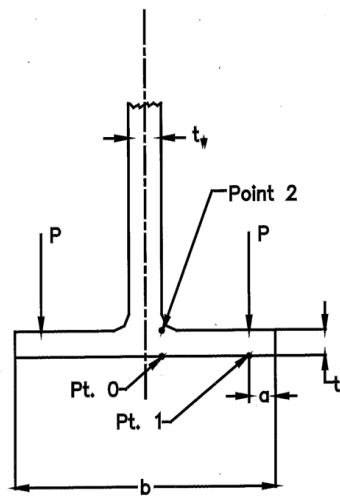


Figure 3.3.2.6-3

## 6. PUNTO 0

Tabla 17. Cálculo de constantes punto 0

Constante esfuerzos punto 0			
$C_{x0} = -2.11 + 1.977 * \lambda + 0.0076 * e^{6.53*\lambda}$			
$C_{y0} = 0.05 - 0.58 * \lambda + 0.148 * e^{3.015*\lambda}$			
Variables de entrada			
$\lambda$	0.4667	-	Punto de aplicación de la carga
Resultado			
$C_{x0}$	-1.027	-	Constante en $X_0$
$C_{y0}$	0.384	-	Constante en $Y_0$

Tabla 18. Cálculo esfuerzos punto 0

<b>Esfuerzos Punto 0</b>			
$\sigma_{x0} = C_{x0} * \frac{Pcr}{t_a^2}$		$\sigma_{y0} = C_{y0} * \frac{Pcr}{t_a^2}$	
Variables de entrada			
$C_{x0}$	-1.027	-	Constante en $X_0$
$C_{y0}$	0.384	-	Constante en $Y_0$
$Pcr$	5983.88	N	Carga en la aleta
$t_a$	8	mm	Espesor de la aleta
Resultado			
$\sigma_{x0}$	-96.0225	Mpa	Esfuerzo en $X_0$
$\sigma_{y0}$	35.903	Mpa	Esfuerzo en $Y_0$

## 7. PUNTO 1

Tabla 19. Cálculo de constantes punto 1

<b>Constante esfuerzos punto 1</b>			
$C_{x1} = 10.108 - 7.408 * \lambda - 10.108 * e^{-1.364*\lambda}$			
$C_{y1} = 2.23 - 1.49 * \lambda + 1.39 * e^{-18.33*\lambda}$			
Variables de entrada			
$\lambda$	0.4667	-	Punto de aplicación de la carga
Resultado			
$C_{x1}$	1.3025	-	Constante en $X_1$
$C_{y1}$	1.5348	-	Constante en $Y_1$

Tabla 20. Cálculo de esfuerzos punto 1

Esfuerzos punto 1			
$\sigma_{x1} = C_{x1} * \frac{Pcr}{t_a^2}$		$\sigma_{y1} = C_{y1} * \frac{Pcr}{t_a^2}$	
Variables de entrada			
$C_{x1}$	1.3025	-	Constante en $X_1$
$C_{y1}$	1.5348	-	Constante en $Y_1$
$Pcr$	5983.88	N	Carga en la aleta
$t_a$	8	mm	Espesor de la aleta
Resultado			
$\sigma_{x1}$	121.78	Mpa	Esfuerzo en $X_1$
$\sigma_{y1}$	143.501	Mpa	Esfuerzo en $Y_1$

## 8. PUNTO 2

Tabla 21. Cálculo de esfuerzos punto 2

Esfuerzos punto 2			
$\sigma_{x2} = -\sigma_{x0}$		$\sigma_{y2} = -\sigma_{y0}$	
Variables de entrada			
$\sigma_{x0}$	-96.0225	Mpa	Esfuerzo en $X_0$
$\sigma_{y0}$	35.903	Mpa	Esfuerzo en $Y_0$
Resultado			
$\sigma_{x2}$	96.0225	Mpa	Esfuerzo en $X_2$
$\sigma_{y2}$	-35.903	Mpa	Esfuerzo en $Y_2$

Tabla 22. Cálculo esfuerzos combinados en los puntos críticos

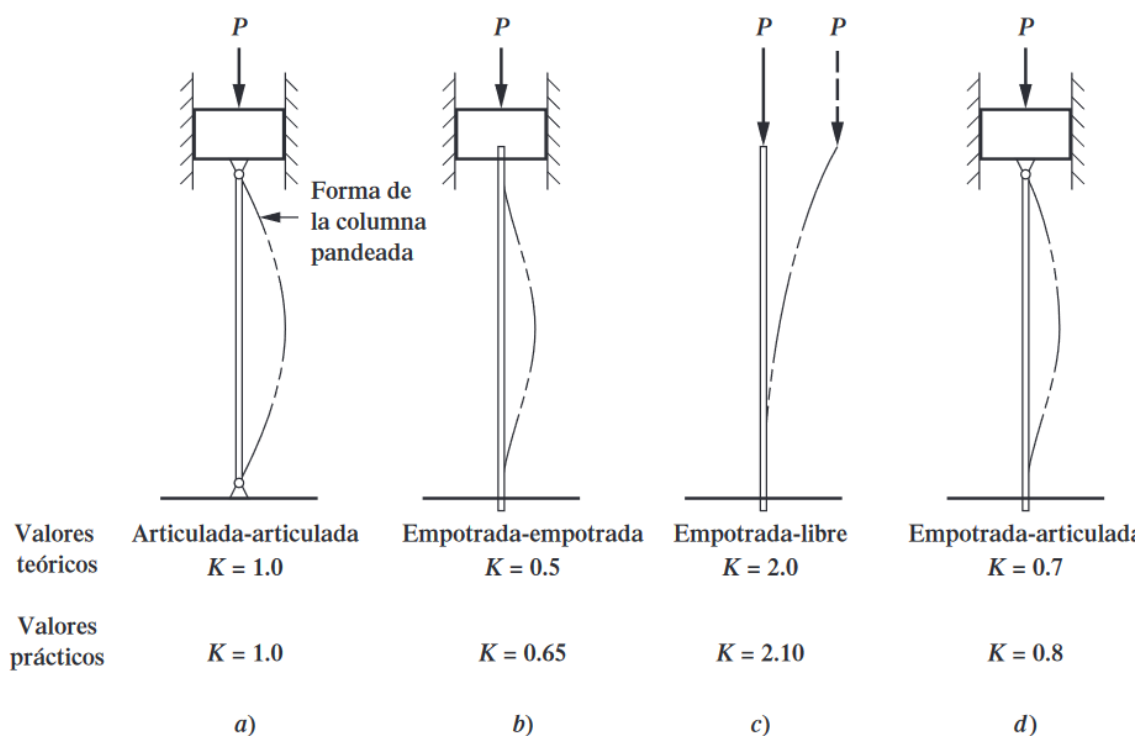
Esfuerzos punto 1			
$\sigma_t = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3 * \frac{V_{max}}{A}}$			
Variables de entrada			
$V_{max}$	11967.76	$N$	Cortante máximo
$A$	2390	$mm^2$	Área sección transversal viga
$\sigma_{x0}$	-96.0225	$Mpa$	Esfuerzo en $X_0$
$\sigma_{y0}$	35.903	$Mpa$	Esfuerzo en $Y_0$
$\sigma_{x1}$	121.78	$Mpa$	Esfuerzo en $X_1$
$\sigma_{y1}$	143.501	$Mpa$	Esfuerzo en $Y_1$
$\sigma_{x2}$	96.0225	$Mpa$	Esfuerzo en $X_2$
$\sigma_{y2}$	-35.903	$Mpa$	Esfuerzo en $Y_2$
Resultado			
$\sigma_{t0}$	118.2026	$Mpa$	Esfuerzo combinado en el punto 0
$\sigma_{t1}$	134.0237	$Mpa$	Esfuerzo combinado en el punto 1
$\sigma_{t2}$	118.2026	$Mpa$	Esfuerzo combinado en el punto 2

El esfuerzo permisible para la viga IPE 180 es de 172.5 MPa, mientras que el esfuerzo máximo calculado en el punto 1 es de 134.0237 MPa, lo cual es inferior al esfuerzo permisible, lo que confirma que esta viga es adecuada para las condiciones de carga. Además, al considerar el esfuerzo combinado máximo, el nuevo factor de seguridad obtenido para la viga IPE 180 es de 2.57, este es un valor satisfactorio y superior al factor de seguridad inicial de 2.0, recomendado en el libro *Diseño para elementos de máquinas* de Mott. Este factor de seguridad asegura un margen adecuado de seguridad para la viga en su uso previsto.

## Anexo D. CALCULO DE COLUMNA

Primeramente, se evaluará la estabilidad de los tornillos de potencia para actuar como columna. Para proceder con el cálculo de las columnas se tiene un perfil circular de 4,08 cm de acero que cuenta con un radio de giro  $r_g = 2.04$  cm. Buscando la longitud efectiva de la columna "Le" primero se define la constante K que varía en función de la configuración de la columna según la figura 6.

Figura 6. Configuraciones de columnas.



El modelo más apropiado será el (C) ya que nuestras columnas tienen libertad de rotación y traslación en la parte superior y en la parte inferior hay rotación y traslación impedidas, dando una  $K = 2,1$ ; obtenido este valor K se procede a calcular la longitud efectiva de la columna usando la fórmula sugerida por la metodología mostrada en el libro de Mott.

Tabla 23. Calculo longitud efectiva

Longitud efectiva			
$L_e = K * L$			
Variables de entrada			
K	2,1		Coeficiente de la configuración
L	1,5	m	Longitud de la columna
Resultado			
$L_e$	3,3	m	Longitud efectiva de la configuración

Con la longitud efectiva calculada se busca la relación de esbeltez  $R_e$ , esta relaciona el radio de giro con la longitud efectiva de la columna, esta relación permite evaluar que tan propensa será la columna a fallar por pandeo en vez de por aplastamiento.

Tabla 24. Calculo relación de esbeltez.

Relación de esbeltez			
$R_e = \frac{L_e}{r_g}$			
Variables de entrada			
$L_e$	3,3	m	Longitud efectiva de la configuración
$r_g$	0,01505	m	Radio de giro del perfil
Resultado			
$R_e$	219.27	-	Relación de esbeltez

Así mismo se calcula la constante de columna que servirá como umbral para determinar si la columna resulta esbelta o no según sus propiedades mecánicas al compararse con la relación de esbeltez.

Tabla 25. Cálculo constante de columna.

Constante de columna			
$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{s_y}}$			
Variables de entrada			
$E$	200.000	MPa	Módulo de elasticidad del material de la columna
$s_y$	240	MPa	Resistencia de fluencia del material
Resultados			
$C_c$	128,255		Constante de columna

Se obtiene entonces, al comparar la constante de columna con la relación de esbeltez, que la columna será una columna larga al ser mayor la relación de esbeltez, por lo que se empleará el modelo de Euler para obtener la carga crítica y luego se buscará la carga admisible usando el factor de diseño.

Tabla 26. Cálculo de carga crítica.

Carga crítica			
$P_{cr} = \left[ \frac{\pi^2 EA}{(R_e)^2} \right]$			
Variables de entrada			
$E$	200.000	MPa	Módulo de elasticidad del material de la columna
$A$	0,00071158	$m^2$	Área transversal
$R_e$	219.27	m	Relación de esbeltez
$s_y$	240	MPa	Resistencia de fluencia del material
Resultados			
$P_{cr}$	29214.47	N	Carga crítica

Esta carga crítica hace referencia a la carga necesaria para que la columna llegue a fallar por pandeo, se hace entonces una razón entre esta carga crítica y la carga de trabajo teórica con el fin de determinar que tanta seguridad ofrece esta configuración con respecto a un modo de falla por pandeo como se puede ver en la tabla 27.

Tabla 27. Calculo factor de seguridad.

Factor de seguridad de columna			
$N = \frac{P_{cr}}{P_a}$			
Variables de entrada			
$P_{cr}$	29214.47	N	Carga crítica
$P_a$	12000	N	Carga de trabajo
Resultados			
$N$	2.43		Factor de seguridad

Obteniendo así un factor de seguridad de 2.43, este valor está dentro del rango recomendado por el rango descrito en el libro de Mott, entre 2 y 4, sin estar sobredimensionado por lo que ahora queda evaluar la resistencia del elemento a los esfuerzos que se generan durante su funcionamiento.

## **Anexo E. CALCULO TORNILLOS DE POTENCIA**

Para el desarrollo del sistema de elevación se escogió utilizar un mecanismo de tornillos de potencia, de esta manera se procede a calcular estos elementos. Inicialmente se había propuesto un diámetro exterior de 2 pulgadas, pero esto resultaba en un elemento sobredimensionado por lo que se decide bajar el diámetro a 1.75 pulgadas.

Se proponen los siguientes valores para iniciar los cálculos:

- Longitud: 1.65 m
- Diámetro exterior: 1.5 in = 3.81 cm
- Diámetro interior: 3.01 cm
- Diámetro medio: 3.46 cm
- Angulo de avance: 4°
- Paso de rosca: 0.8 cm
- Profundidad de rosca: 0.4 cm
- Se asume coeficiente de fricción de 0.08
- Rosca derecha.
- Diámetro de tuerca interno: 3.2 cm
- Espesor de filete en la tuerca: 0.6 cm

Tabla 28. Calculo torque subida.

Torque de subida			
$T_R = \frac{d_m}{2} * F * \frac{fr + \lambda}{1 - fr * \lambda}$			
Variables de entrada			
$d_m$	3.41	Cm	Diámetro medio
$fr$	0.08	-	Coefficiente de fricción
$F$	400	N	Carga axial
$\lambda$	4	°	Angulo de avance
Resultados			
$T_R$	1.03	Nm	Torque de subida

Tabla 29. Calculo torque bajada

Torque de bajada			
$T_R = \frac{d_m}{2} * F * \frac{fr - \lambda}{1 + fr * \lambda}$			
Variables de entrada			
$d_m$	3.41	Cm	Diámetro medio
$fr$	0.08	-	Coefficiente de fricción
$F$	400	N	Carga axial
$\lambda$	4	°	Angulo de avance
Resultados			
$T_L$	0.07	Nm	Torque de bajada

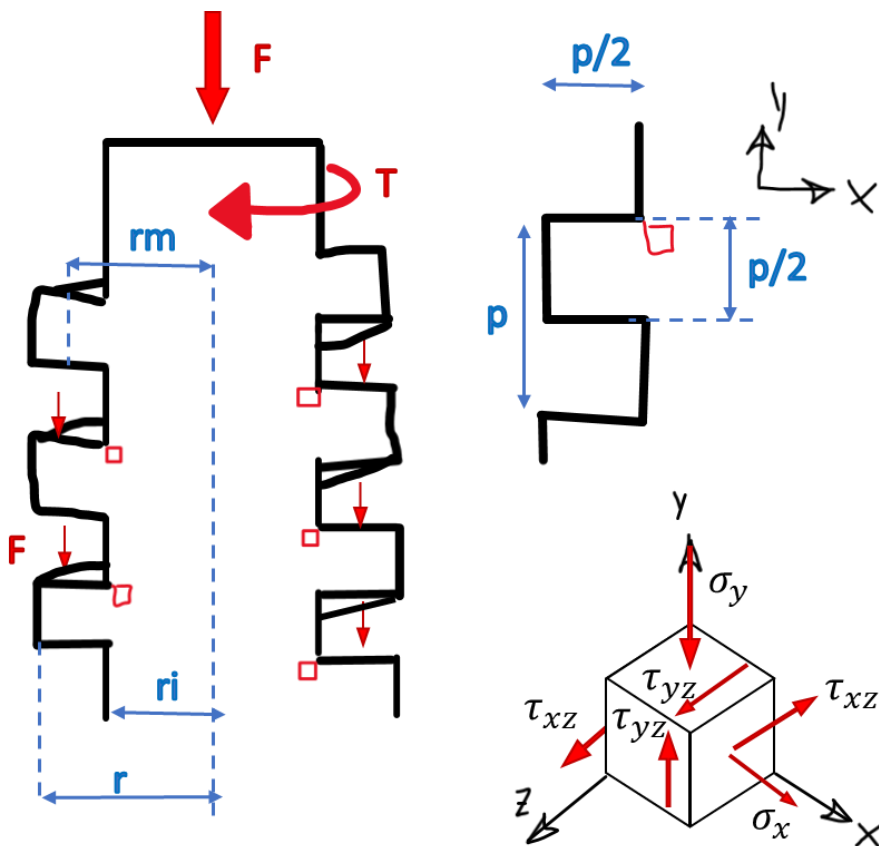
Se obtiene un torque de bajada positivo, esto indica que el tornillo en cuestión es autobloqueante, lo cual es fundamental para su funcionamiento ya que debe tener la capacidad de mantener una altura dada sin ceder a la carga de trabajo.

Tabla 30. Calculo eficiencia

Eficiencia			
$e = \frac{\lambda * (1 - fr * \lambda)}{fr + \lambda}$			
Variables de entrada			
$fr$	0.08	-	Coefficiente de fricción
$\lambda$	4	°	Angulo de avance
Resultados			
$e$	46.34	%	Eficiencia del tornillo

Se procede a calcular los esfuerzos del tornillo de potencia, en la figura 7 se aprecian las dimensiones esenciales y el estado de carga de la sección crítica del tornillo.

Figura 7. Dimensiones y estado de carga de la sección crítica del tornillo de potencia.



Los puntos críticos de este tipo de tornillos se encuentran en el contorno de la hélice justo en el cambio de sección entre el diente y el núcleo del tornillo, en estas secciones críticas se tiene un cortante Txz debido al efecto de deslizamiento que se produce al intentar girar el tornillo, también el esfuerzo normal Sy debido al aplastamiento producido por la carga, así mismo se presenta un esfuerzo de flexión Sx debido a la acción de la carga sobre el diente del tornillo que hace que el diente actúe como una viga en voladizo, se tiene un esfuerzo de torsión Tyz por el torque que actúa sobre el elemento como cizallamiento. Dando como resultado un estado de carga 3D. en las tablas 31 hasta la 35 se evaluarán dichos esfuerzos.

Tabla 31. Calculo esfuerzo axial por carga.

Esfuerzo axial por carga			
$\sigma_y = \frac{F}{A}$			
Variables de entrada			
<i>F</i>	- 12000	N	Carga efectiva
<i>A</i>	0.00071	m <sup>2</sup>	Área de esfuerzo
Resultados			
$\sigma_y$	- 16863.92	KPa	Esfuerzo axial en y

Tabla 32. Calculo esfuerzo por flexión.

Esfuerzo por flexión			
$\sigma_x = \frac{My}{I} = \frac{6F}{\pi * d_r * n_t * p} = \frac{6F * 0.38}{\pi * d_r * p} =$			
Variables de entrada			
<i>F</i>	12000	N	Carga efectiva
<i>d<sub>r</sub></i>	0.0301	m	Diámetro de raíz
<i>p</i>	0.008	m	Paso
Resultados			
$\sigma_x$	15862.58	KPa	Esfuerzo axial en x

Tabla 33. Calculo esfuerzo por cortante tangencial.

Esfuerzo por cortante tangencial.			
$\tau_{zx} = \frac{V}{A} = \frac{4T}{\pi * d_r^2 * n_t * p} = \frac{4T * 0.38}{\pi * d_r^2 * p}$			
Variables de entrada			
$T$	1.027	Nm	Máximo torque efectuado
$d_r$	0.0301	$m$	Diámetro de raíz
$p$	0.008	$m$	Paso
Resultados			
$\tau_{zx}$	31.58	KPa	Esfuerzo cortante en el plano ZX

Tabla 34. Calculo esfuerzo por torque.

Esfuerzo cortante por torque.			
$\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi * d_r^3}$			
Variables de entrada			
$T$	1.027	Nm	Máximo torque efectuado
$d_r$	0.0301	$m$	Diámetro de raíz
Resultados			
$\tau_{yz}$	230.26	KPa	Esfuerzo cortante en el plano YZ

Con estos esfuerzos calculados se aplicará la ecuación de esfuerzo combinado de Von Mises para evaluar el esfuerzo resultante debido a las componentes anteriormente mencionadas.

Tabla 35. Esfuerzo de Von Mises.

Esfuerzo de Von Mises			
$\sigma' = \frac{1}{2^{\frac{1}{2}}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y + \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{\frac{1}{2}}$			
Variables de entrada			
$\sigma_x$	36166.69	KPa	Esfuerzo normal en x
$\sigma_y$	-16863.93	KPa	Esfuerzo normal en y
$\sigma_z$	0,00	KPa	Esfuerzo normal en z
$\tau_{xy}$	0,00	KPa	Esfuerzo cortante en plano xy
$\tau_{yz}$	230.26	KPa	Esfuerzo cortante en plano yz
$\tau_{zx}$	72.01	KPa	Esfuerzo cortante en plano zx
Resultados			
$\sigma'$	46930.89	KPa	Esfuerzo de Von Mises

Tabla 36. Factor de seguridad tornillos de potencia.

Carga crítica			
$N = \frac{\sigma_y}{\sigma'}$			
Variables de entrada			
$\sigma'$	46930.89	KPa	Esfuerzo de Von Mises
$\sigma_y$	240000	KPa	Limite elástico
Resultados			
$N$	5.11	-	Factor de seguridad

Se concluye pues de estos cálculos que el tornillo de potencia cuenta con dimensiones suficientes para garantizar un seguro funcionamiento dadas las condiciones de operación. Ya que el esfuerzo durante una normal operación será 5.11 veces menor que el límite elástico del material del que estará construido el tornillo dando así una alta confiabilidad para ser operado.

Al comparar ambos factores de seguridad, el de pandeo y el de esfuerzos, se evidencia que la condición crítica del elemento es la del pandeo con un factor de seguridad de 2.43 así que se concluye que el elemento es seguro para ser usado en esta aplicación con total seguridad sin que esté sobredimensionado.



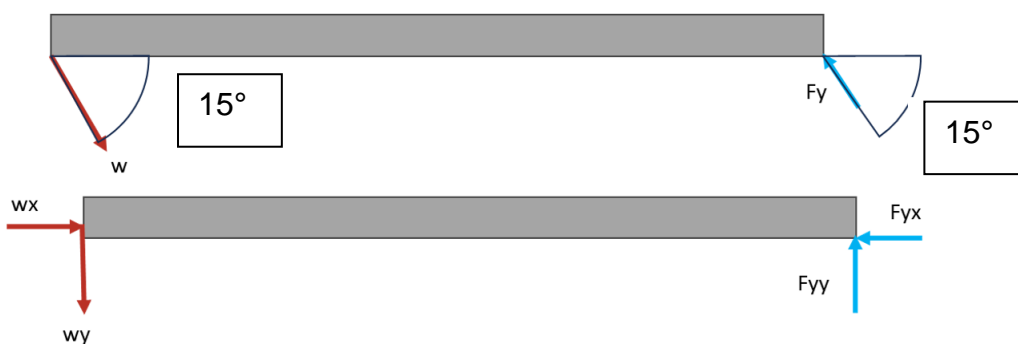
Tabla 37. Selección tubería para estructura de soporte.

Technical data					
NPS nominal diameter [in]	Exterior diameter - De [mm]	Wall thickness - t [mm]	Interior diameter - Di [mm]	Weight [Kg/m]	Work pressure [PSI]
1/4	13,700	3,020	7,66	0,80	700
3/8	17,100	3,200	10,70	1,10	850
1/2	21,300	3,730	13,84	1,62	850
3/4	25,700	3,910	18,88	2,20	850
1	33,400	4,550	24,30	3,24	850
1 1/4	42,200	4,850	32,50	4,47	1900
1 1/2	48,300	5,080	38,14	5,41	1900
2	60,300	5,540	49,22	7,48	2500
2 1/2	73,000	7,010	58,98	11,41	2500
3	88,900	7,620	73,66	15,27	2500
4	114,300	8,560	97,18	22,32	2800
1/4" to 1 1/2" pipe in straight cut			2" to 4" pipe bevel cut		

Se escoge una tubería de diámetro exterior de 73 mm con espesor de 7.01 mm hecha de acero ASTM A53.

Se procede a calcular los esfuerzos en las patas de la estructura para escoger el perfil:

Figura 9. Diagrama de cuerpo libre patas de la estructura.



Debido a la complejidad del fenómeno problema físico se procede a evaluar el fenómeno mediante la aplicación del método de elementos finitos a través del software Ansys.

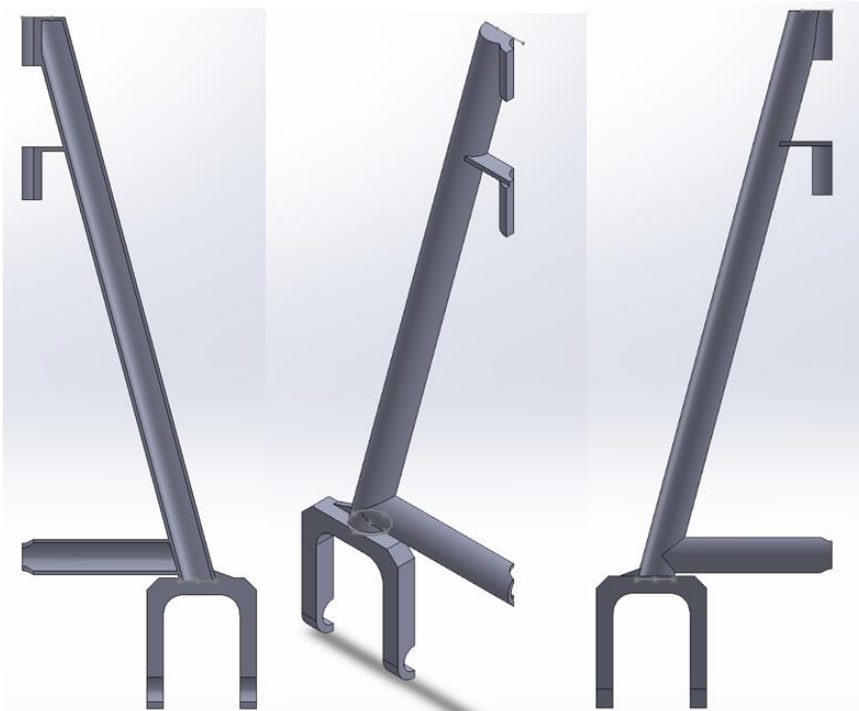
## 2. MODELADO Y SIMULACIÓN

Para hacer uso del método de elementos finitos se requiere:

- Modelar el sistema.
- Definir modelos físicos.
- Establecer condiciones de frontera.
- Discretizar el dominio.
- Realizar prueba de independencia de la malla.

Para realizar el modelo de nuestro sistema se hace uso de la herramienta de modelado de SolidWorks mediante la licencia proporcionada por la escuela de Ingeniería mecánica

Figura 10. Modelo CAD del dominio.

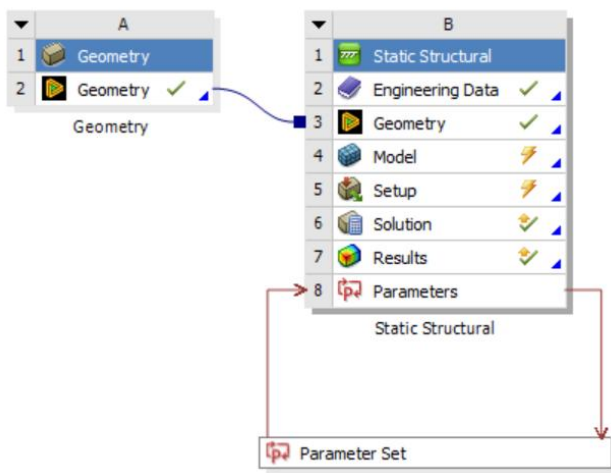


En la figura 10 se observa el modelo CAD que incluye el ensamble entre las patas de la estructura tanto como el soporte que transmite la fuerza entre la estructura y el eje de las ruedas, el modelo está cortado resultando en un cuarto del modelo original con el fin de disminuir el coste computacional y permitir una mayor refinación.

El modelo físico que se usará para modelar nuestro problema será un modelo de la ley de Hooke tal que  $F = K * U$  Donde F será la fuerza que actúa en cada elemento discretizado, K será la rigidez del elemento y U el desplazamiento inherente al interactuar dicha fuerza con el elemento de rigidez K. Se usa este modelo porque nuestro enfoque se hace desde un punto de vista estacionario debido a las bajas velocidades de las cargas que experimenta nuestro sistema, así mismo se asume que el material que se usa es homogéneo e isótropo, es por esto que para solucionar nuestro modelo se hará uso del módulo de Static structural de Ansys que permite evaluar sistemas estacionarios con las mismas características que el nuestro.

A continuación, este modelo es cargado al entorno de WorkBench 2025 R-1 donde se importa a un módulo de geometría que alimentará el módulo de Static structural.

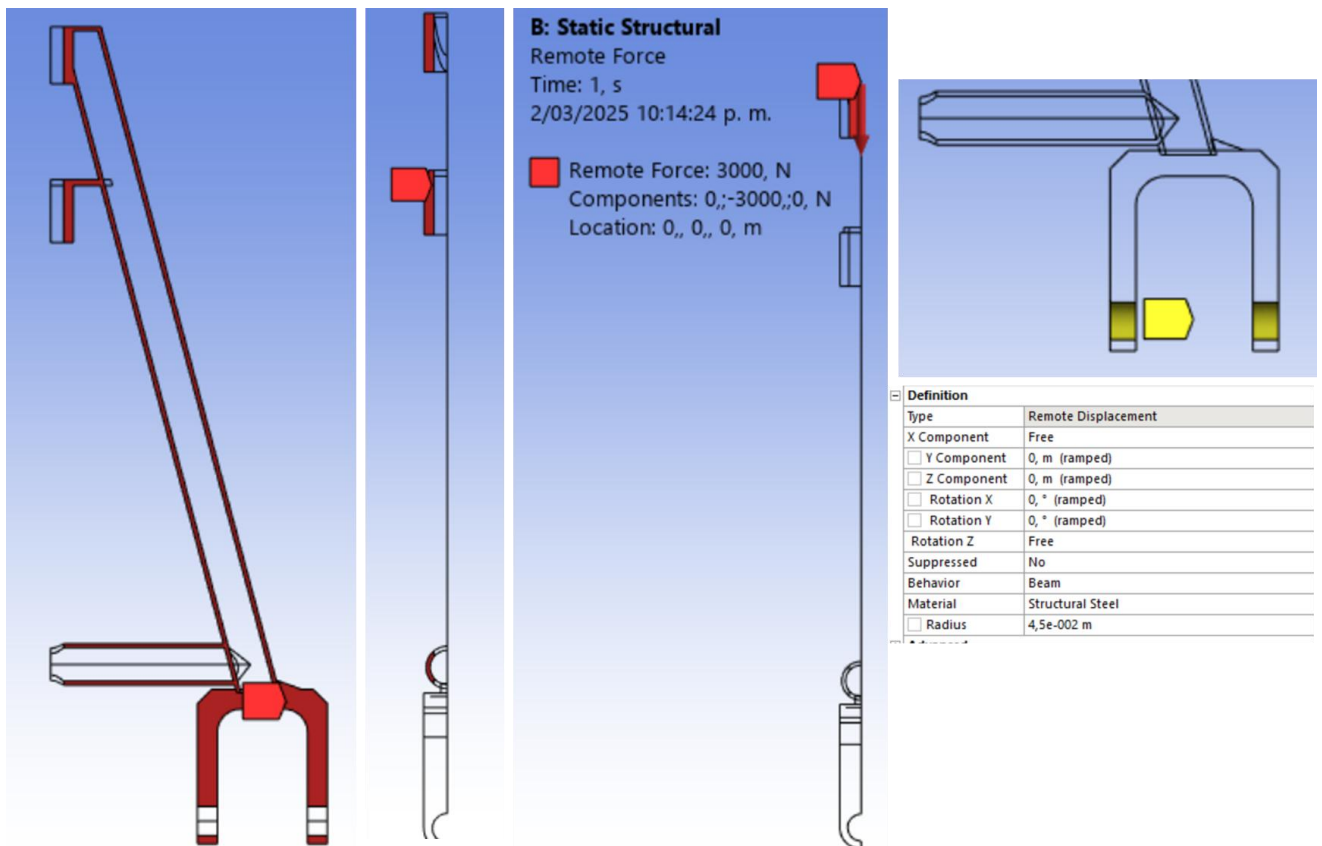
Figura 11. Entorno Ansys workbench



Luego de esto se ajustan las condiciones de frontera, iniciando por las condiciones de simetría, estas irán aplicadas en las caras que fueron creadas al cortar nuestro

modelo para reducirlo a un cuarto, luego se aplica la fuerza que corresponde a un octavo de la carga total de la estructura (24 kN) es decir 3kN; y por último la condición que simula el eje de las ruedas en el soporte inferior, esta condición permite únicamente desplazamientos horizontales (axiales respecto al eje) y rotaciones en el eje Z, además de esto, esta última condición permite agregar las dimensiones del eje para simular su rigidez.

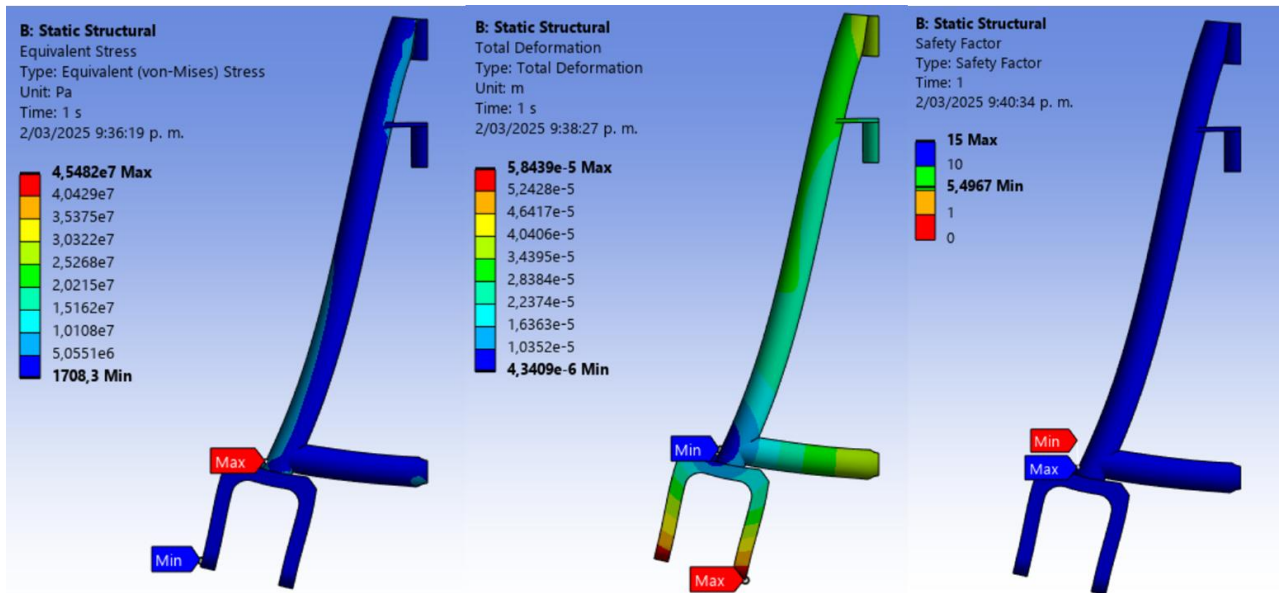
Figura 12. Condiciones de frontera en el modelo.



Las condiciones de frontera se aprecian en la figura 12 en orden serían: de simetría en Z, simetría en Z, Fuerza aplicada y restricción de desplazamiento remoto. Una vez determinadas estas condiciones de frontera se procede a ejecutar la simulación buscando como resultados el desplazamiento máximo, esfuerzo total y, por ultimo y más importante, el factor de seguridad mínimo de la estructura.

obteniendo los siguientes resultados:

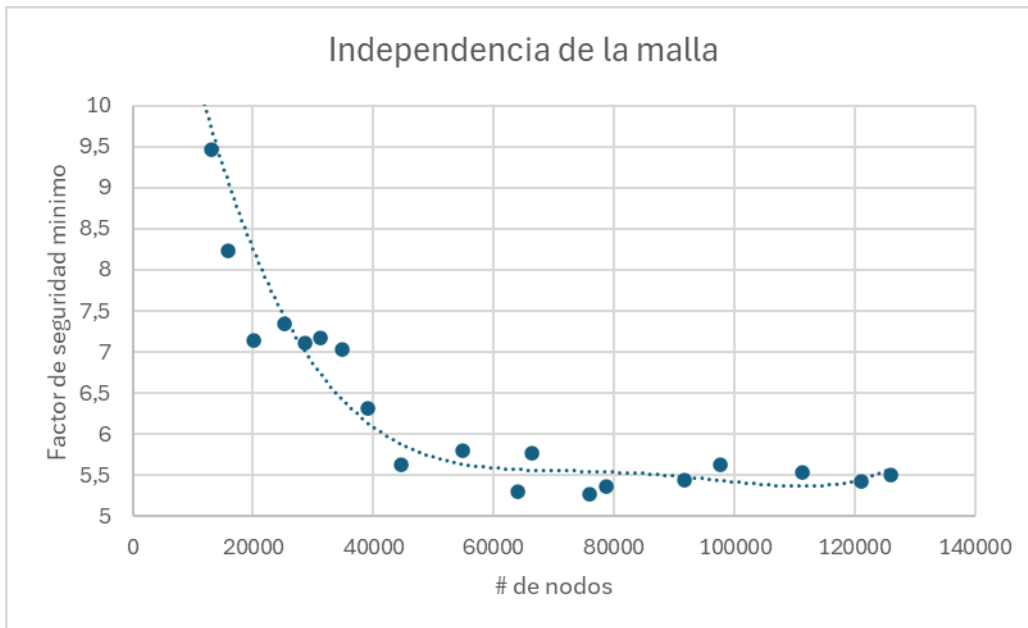
Figura 13. Resultados de simulación de las patas y soporte



De esta manera se observa que el desplazamiento máximo está en el orden de las centésimas de milímetro por lo que es un resultado aceptable, y que la zona más crítica se encuentra en el punto de transición entre las patas y el soporte del eje.

Con el fin de garantizar la confiabilidad de los resultados obtenidos en la simulación se realizó un análisis de independencia de malla, este estudio se realiza aumentando la densidad de la malla y relacionando esta densidad de malla con los resultados de la simulación, el objetivo es alcanzar una densidad de malla tal que la solución converja, se dice que un análisis de independencia de malla llega a su fin cuando se evidencia un comportamiento asintótico a un resultado particular, se puede apreciar en la figura 13 los resultados obtenidos de este estudio.

Figura 14. Resultados de análisis de independencia de la malla.



En este caso concreto se evaluó el factor de seguridad mínimo en la estructura, y se aprecia una clara convergencia al valor de 5.4 desde los 80.000 nodos, se realizó un refinamiento de malla hasta más de 125.000 nodos dando por concluida la prueba de independencia demostrando así que este es un resultado confiable ya que como mínimo se espera un factor de seguridad de 2.



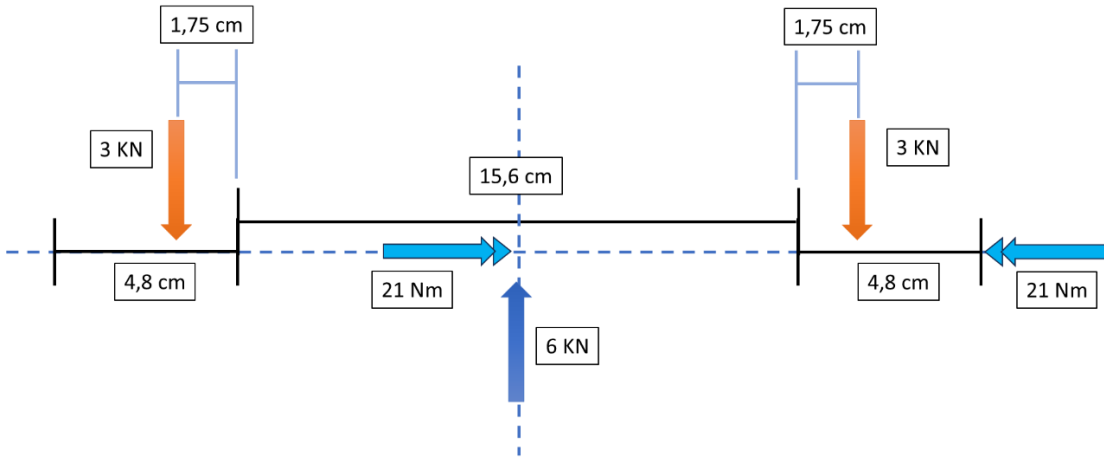


Figura 18. Diagrama de fuerza cortante en el eje de las ruedas

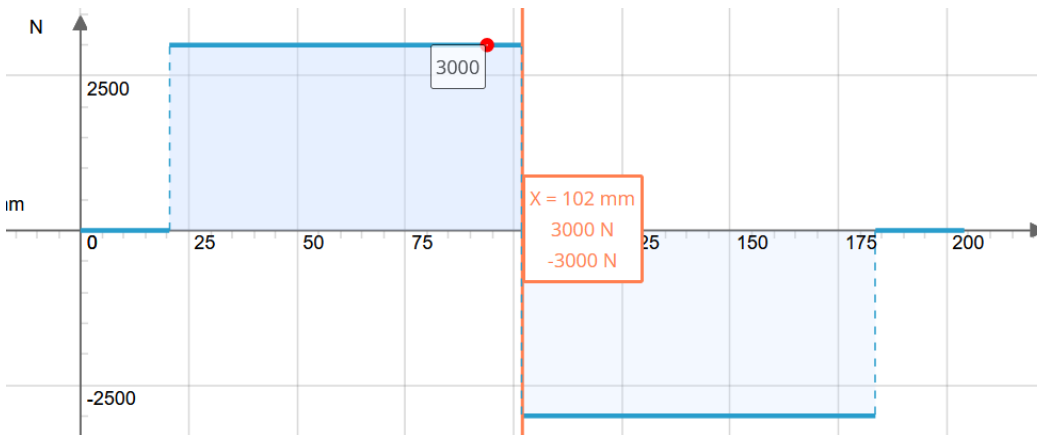


Figura 19. Diagrama de momento flector en el eje de las ruedas

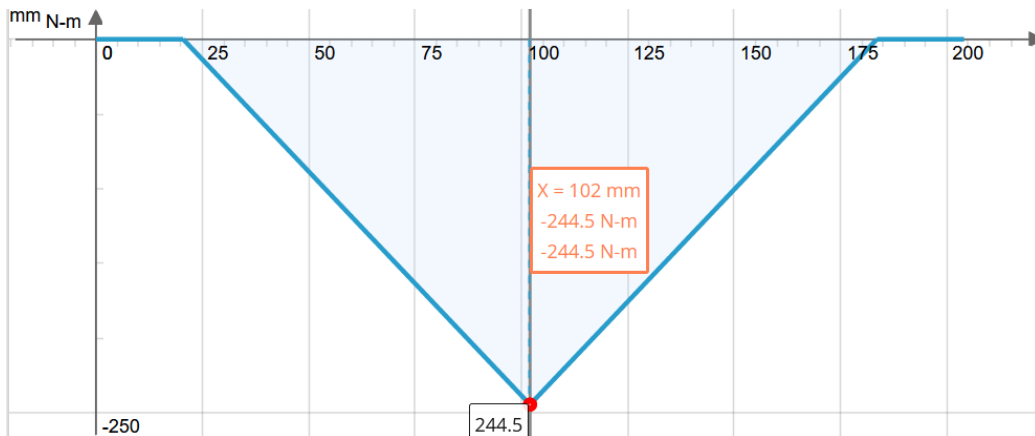


Tabla 38. límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Resistencia ultima corregida			
$S'_e = S_{ut} * 0.5$			
Variables de entrada			
$S_{ut}$	350	MPa	Esfuerzo ultimo a la tensión
Resultados			
$S'_e$	175	MPa	límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

Se procede a calcular los distintos factores multiplicativos que afectaran la resistencia a la fatiga en nuestro eje:

Tabla 39. Esfuerzo último corregido del acero para vida infinita

Resistencia a fatiga			
$S_e = k_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$			
Variables de entrada			
$S'_e$	175	MPa	límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
$k_a$	1.20618		Factor condición superficial
$K_b$	0.86361		Factor de tamaño
$K_c$	1		Factor de carga
$K_d$	1.005		Factor de temperatura
$K_e$	0.659		Factor de confiabilidad
$K_f$	1		Factor de efectos varios
Resultados			
$S_e$	120.73	MPa	límite de resistencia a la fatiga en la ubicación critica

Tabla 40. Factor de seguridad para cargas cíclicas en el eje de las ruedas.

Factor de seguridad			
$\frac{1}{N} = \frac{32}{\pi * D^3} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S_e}\right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y}\right]^2}$			
Variables de entrada			
$S_e$	120.73	MPa	Límite de resistencia a la fatiga
$D$	0.045	m	Diámetro en la sección crítica
$K_t$	1.4		Factor de concentrador de esfuerzos flexión.
$M$	244.5	N*m	Momento flector en punto crítico
$T$	21	N*m	Torque de trabajo en el eje
$S_y$	240	MPa	Esfuerzo de fluencia
Resultados			
$N$	3.15		Factor de seguridad

Se evalúa el factor de seguridad en la sección crítica donde se experimenta un momento flector de 244.5 Nm, en este punto el factor de seguridad será de 3.15 teniendo en cuenta los efectos de la fatiga y las cargas repetitivas por lo que es posible aplicar este diseño seguramente en nuestra máquina.

Para realizar el diseño de la chaveta y chavetero de los ejes se hace uso de la metodología sugerida en el libro de Mott, primeramente, se escogen los parámetros iniciales de acuerdo con el diámetro mayor de nuestro eje (1.77 pulgadas).

Figura 20. Tamaño de cuñas según diámetro del eje.

**TABLA 11-1** Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	$\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	5/16	5/16	1/4
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	3/8	3/8	1/4
$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	1/2	1/2	3/8
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	3/4	3/4	1/2
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	1	1	3/4
$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	7/8
$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1
$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
$\frac{7}{8}$	9	2	2	$\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Obteniendo entonces un ancho de 0.5 de pulgadas y una altura de 3/8 de pulgada para una chaveta RECTANGULAR.

Para definir la longitud del cuñero y la cuña se debe tener en cuenta que esta dimensión afectará el esfuerzo recibido por el elemento, es así como se usará la siguiente fórmula para determinar esta medida:

Tabla 41. Longitud mínima de chaveta.

Carga crítica			
$L = \frac{2T * N}{0.5 * S_y * D * W}$			
Variables de entrada			
$T$	21	Nm	Torque motriz
$N$	2		Factor de seguridad chaveta
$S_y$	240	MPa	Esfuerzo de fluencia
$D$	0.045	m	Diámetro del eje en la ubicación de la chaveta
$W$	0.0064	m	Ancho de la chaveta
Resultados			
$L$	0.0024	m	Longitud mínima de la chaveta

Resultando en que la longitud mínima debe ser de 2.4 mm, por conveniencia de manufactura se define que será de 3 cm. Obteniendo así un factor de seguridad de 8.22.

## Anexo H. CALCULO DE BUJES PARA EL EJE

Para realizar la selección y el diseño de los bujes se inicia con una iteración de datos para posteriormente escoger y evaluar una solución dada, en caso de que el cojinete no resulte adecuado se requerirá rediseñar el eje y escoger un buje apropiado para soportar las cargas asociadas.

Figura 21. Selección de buje con parámetros iniciales.

Cojinetes de fricción

FILTROS

Diámetro del agujero d 45 - 45 mm ▼

Diámetro exterior D ▼

Ancho B ▼

Diámetro exterior de la pestaña D<sub>1</sub> ▼

Designación ▼

Diseño: Recto ▼

Material: Bronce sinterizado ▼

Serie métrica/en pulgadas ▼

Restaurar todos

8 resultados

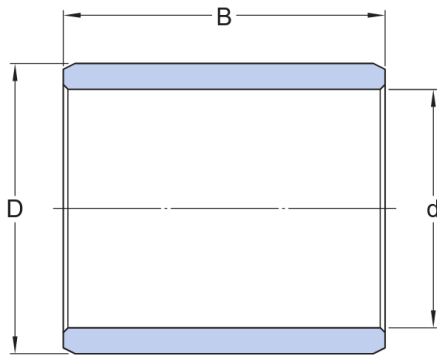
Mostrar en:  Metric  Imperial Ordenar por: Ancho ▼

Designación	Dimensiones principales			
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	D <sub>1</sub> [mm]
PSM 455135 A51	45	51	35	
PSM 455535 A51	45	55	35	
PSM 455145 A51	45	51	45	
PSM 455545 A51	45	55	45	
PSM 455155 A51	45	51	55	

Se utiliza el asistente de selección de cojinetes de fricción de SKF para escoger el elemento usando los parámetros de: diámetro interno de 45 mm por el diámetro del eje anteriormente calculado, con diseño recto (sin pestaña) y material bronce sinterizado por ser el mas común y económico dentro de la selección.

Resultando así con el cojinete “PSM 455535 A51” que tiene las dimensiones apreciadas en la figura 22.

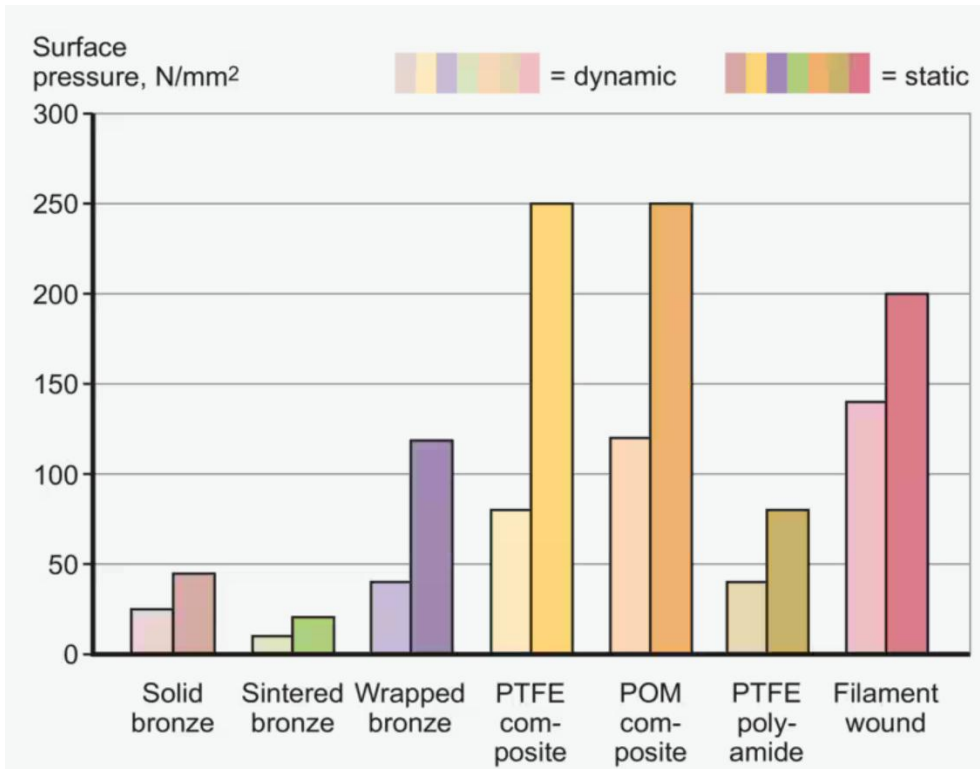
Figura 22. Dimensiones del buje PSM 45535 A51.



Dimensiones		
d	45 mm	Diámetro del agujero
D	55 mm	Diámetro exterior
B	35 mm	Ancho

Con estas dimensiones y características se procede a realizar el cálculo de esfuerzos para confirmar si este elemento podrá soportar la carga de trabajo, partiendo del esfuerzo permisible para este cojinete, dado en la figura 23.

Figura 23. Resistencia de distintos materiales en bujes, SKF.



Se aprecia que el bronce sinterizado tiene las resistencias más bajas, según esta información el esfuerzo permisible para nuestro buje (bajo carga dinámica) será de 10 N/mm<sup>2</sup>.

Tabla 42. Esfuerzo de trabajo del buje

Esfuerzo de aplastamiento en buje			
$\sigma_a = \frac{F}{Ap} = \frac{F}{D * b}$			
Variables de entrada			
<i>F</i>	3000	N	Carga sobre el buje
<i>D</i>	51	mm	Diámetro exterior del buje
<i>b</i>	35	mm	Longitud del buje
Resultados			
$\sigma_a$	1.68	MPa	Esfuerzo de aplastamiento en buje

Dado que el esfuerzo de trabajo es cerca de 10 veces menor al esfuerzo admisible se asume como de muy alta fiabilidad para ser usado en esta tarea. Por lo tanto, se escoge usar 8 de estos bujes en el diseño final de la máquina para hacer de soporte al eje de transmisión entre los motorreductores y las ruedas mecanum.


## Anexo I. SELECCIÓN DE ANILLOS RETENEDORES PARA EL EJE

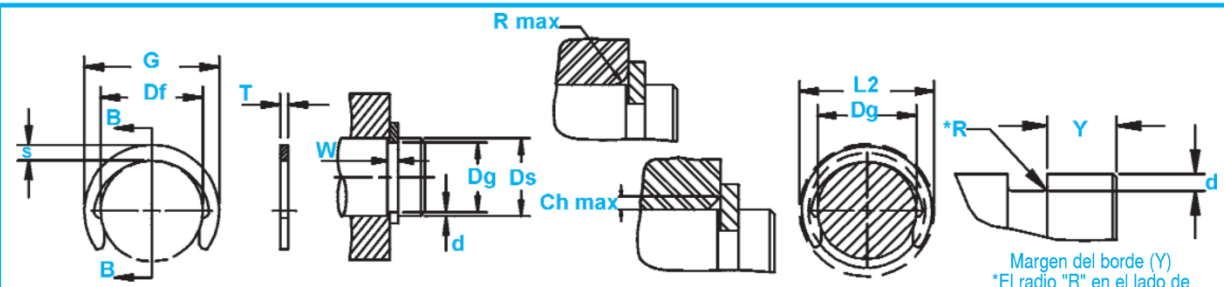
Debido al diseño escogido para el eje de transmisión de potencia a las ruedas (de diámetro constante) se hace necesaria la aplicación de anillos de retención para prevenir que el elemento se deslice y salga de su lugar, en esta sección se realiza el proceso de selección de estos elementos de retención.

Figura 24. Selección de anillos de retención para eje de las ruedas.

**Montados Radialmente, Externos, Métricos**  
 Son ideales para aplicaciones con poco espacio libre donde se prefiere una instalación radial.

# Anillos DC





Diámetro libre y medidas del anillo  
Con sección B-B
Diámetro del eje y  
dimensiones de la ranura
Radio de esquina y  
bisel máximos
Diámetro límite  
Instalado en la ranura
Margen del borde (Y)  
\*El radio "R" en el lado de  
la carga no debe ser  
mayor que 0,1 T.

NO. DEL ANILLO	EJE DIA. (mm)	TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO				ESPACIO LIBRE			DATOS SUPLEMENTARIOS					
		DIAMETR	ANCHURA	PROFUN-DIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	SECCION MAX.	PESO	DIAM. EXT. LIBRE	INSTALADO EN LA RANURA	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE	CARGA DE EMPUJE	Radio y bisel admisibles	Carga máx. (lb)	LIMITES DE RPM		
		Ds	Dg	Tol.	W Min.	d Ref.	T Tol.	Df Tol.	S max ref.	kg/1000	G Ref.	L2 Max.	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN	
DC-36	36	32,4		1,85	1,80	1,75		31,70 ±0,25	4,40	4,40	40,50	41,2	5,4	25,00	16,00	1,75	8,30	10000
DC-38	38	34,2		1,85	1,90	1,75		33,40	4,60	4,62	42,60	43,4	5,7	26,00	17,50	1,75	8,50	10000
DC-40	40	36,0		1,85	2,00	1,75		35,20	4,90	5,05	45,00	45,8	6,0	27,50	20,00	1,75	8,80	9000
DC-42	42	37,8	-0,25	1,85	2,10	1,75		37,00	5,10	5,46	47,20	48,0	6,3	28,00	21,50	1,75	8,90	9000
DC-45	45	40,5		1,85	2,25	1,75		39,60	5,50	5,98	50,60	51,5	6,8	30,00	25,00	1,75	9,00	8000
DC-48	48	43,2		1,85	2,40	1,75		42,30 ±0,39	5,90	7,82	54,10	55,0	7,2	32,00	28,00	1,75	9,00	8000

Se escoge el anillo con número DC-45 porque es el recomendado para ejes de 45

mm; se indican algunas de las dimensiones relacionadas al anillo tales como:

Diámetro de ranura: 40.5 -0.25 mm

Ancho de ranura: 1.85 mm

Margen del borde mínimo: 6.8 mm

Radio de redondeo máximo en la ranura: 0.175 mm

Bisel máximo de esquina: 1.75 mm

## Anexo J. CALCULO Y SELECCIÓN DE MOTORES

Para calcular las especificaciones de los motores que se usaran para desplazar la grúa se parte primeramente de conocer los requerimientos, estos son:

### 1. DESPLAZAMIENTO:

- Masa de trabajo: 2446 kg. (masa de carga: 2300 kg, masa de viga: 60 kg, masa estructura: 96 kg y otros 50 kg)
- Velocidades: entre 0.2 m/s y 0.5 m/s
- Número de motores: 4

El desplazamiento será el movimiento que le permitirá a nuestra grúa maniobrar dentro de su espacio de trabajo, esto se logrará implementando cuatro motores eléctricos, cada uno de ellos acoplado a una rueda que sirva para transmitir el torque.

Se define que el tiempo de aceleración entre el reposo y la velocidad nominal sea de 5 segundos, esto da una aceleración de  $0.04 \frac{m}{s^2}$ .

Tabla 43. Calculo fuerza necesaria de desplazamiento

Fuerza necesaria			
$F = M * a$			
Variables de entrada			
$M$	2446	$kg$	Masa total de la grúa
$a$	0.04	$\frac{m}{s^2}$	Aceleración máxima de la grúa
Resultados			
F	97.84	N	Fuerza necesaria mínima.

Dando un total de 97.84 N, esto da que cada rueda debe tener la capacidad de aportar 48.92 N como mínimo, para conseguir el desplazamiento de la grúa. Debido a la naturaleza de las ruedas mecanum estos 48.92 N corresponden a una componente del vector de fuerza que va a  $45^\circ$ , la fuerza neta que tendrían que hacer los motores es de 69.18 N, Seleccionando de catalogo se decide usar unas ruedas

mecanum MW305, estas cumplen con los requerimientos de carga y tienen un diámetro de 30.5 cm.

Tabla 44. Calculo torque necesario de desplazamiento

Torque necesario			
$T = F * d$			
Variables de entrada			
$d$	0.1525	m	Radio de las ruedas
$F$	69.18	N	Fuerza necesaria
Resultados			
$T$	10.55	N*m	Torque mínimo necesario

Se escogen motores de 12V dc con reductores planetarios con las siguientes especificaciones, el torque que deben tener los motores es de 107.58 kg\*cm, por lo que se escoge el motorreductor con reducción de 368.8, para asegurar que se cumpla el torque requerido obteniendo así un torque de 120 kg\*cm

Figura 25. Selección de motorreductor para ruedas de desplazamiento.

42GP-775		Original Speed(before deceleration): 6,000RPM								
Voltage (V)	Reduction Ratio	L (mm)	No-load		Rated Load				Locked-rotor	
			Rotate Speed (RPM)	Current (A)	Rotate Speed (RPM)	Current (A)	Torque (kg·cm)	Power (W)	Current (A)	Torque (kg·cm)
12V	3.7	31.2	1600	0.5	1300	3.2	1.3	15	19	7.6
	5.18		1160	0.5	950	3.2	1.9	15	19	10.7
	13.7		440	0.5	335	3.2	3.8	15	19	18.3
	19.0	42.0	310	0.5	260	3.2	7.0	15	19	30
	27.0		220	0.5	180	3.2	10.0	15	19	44
	51.0		120	0.5	95	3.2	13.8	15	19	56
	71.0	52.8	85	0.5	66.5	3.2	24	15	No Blocking	
	99.5		60	0.5	46	3.2	32	15		
	139.0		43	0.5	35	3.2	45	15		
	188.6		32	0.5	26	3.2	61	15		
	263.7		23	0.5	18	3.2	85	15		
	<b>368.8</b>		<b>16</b>	<b>0.5</b>	<b>13</b>	<b>3.2</b>	<b>120</b>	<b>15</b>		
	515.6	12	0.5	10	3.2	168	15			
721.0	8	0.5	6.8	3.2	235	15				

Tabla 45. Calculo velocidad de desplazamiento ruedas.

Velocidad de desplazamiento			
$V_d = 2 * \pi * r * \frac{RPM}{60}$			
Variables de entrada			
<i>r</i>	0.1525	m	Radio de la rueda
<i>RPM</i>	6,8	$\frac{rev}{min}$	Velocidad rotacional del eje
Resultados			
<i>V<sub>s</sub></i>	0.11	$\frac{m}{s}$	Velocidad de desplazamiento de las ruedas

## 2. TORNILLO DE POTENCIA:

- Masa de trabajo: 60 kg
- Número de motores: 2
- Torque necesario: 5.45 kgcm \*
- Paso de tornillos: 1 cm.

Dado el torque requerido por el tornillo de potencia calculado anteriormente en el Anexo D (10.91 kgcm) y que por un rediseño se implementará una transmisión de que multiplica el torque en 2.0 se determina un torque mínimo de 5.45 kgcm:

Figura 26. Selección de motorreductor para ruedas de sistema telescópico.

42GP-775		Original Speed(before deceleration): 6,000RPM								
Voltage (V)	Reduction Ratio	L (mm)	No-load		Rated Load				Locked-rotor	
			Rotate Speed (RPM)	Current (A)	Rotate Speed (RPM)	Current (A)	Torque (kg-cm)	Power (W)	Current (A)	Torque (kg-cm)
12V	3.7	31.2	1600	0.5	1300	3.2	1.3	15	19	7.6
	5.18		1160	0.5	950	3.2	1.9	15	19	10.7
	13.7		440	0.5	335	3.2	3.8	15	19	18.3
	19.0	42.0	310	0.5	260	3.2	7.0	15	19	30
	27.0	52.8	220	0.5	180	3.2	10.0	15	19	44
	51.0		120	0.5	95	3.2	13.8	15	19	56
	71.0		85	0.5	66.5	3.2	24	15	No Blocking	
	99.5		60	0.5	46	3.2	32	15		
	139.0		43	0.5	35	3.2	45	15		
	188.6		32	0.5	26	3.2	61	15		
	263.7		23	0.5	18	3.2	85	15		
	368.8	63.6	16	0.5	13	3.2	120	15		
	515.6		12	0.5	10	3.2	168	15		
	721.0		8	0.5	6.8	3.2	235	15		

Este motorreductor presenta una velocidad de 260 rpm, que luego de la transmisión por piñón cadena termina en 130 RPM

Tabla 46. Calculo velocidad de desplazamiento tornillo.

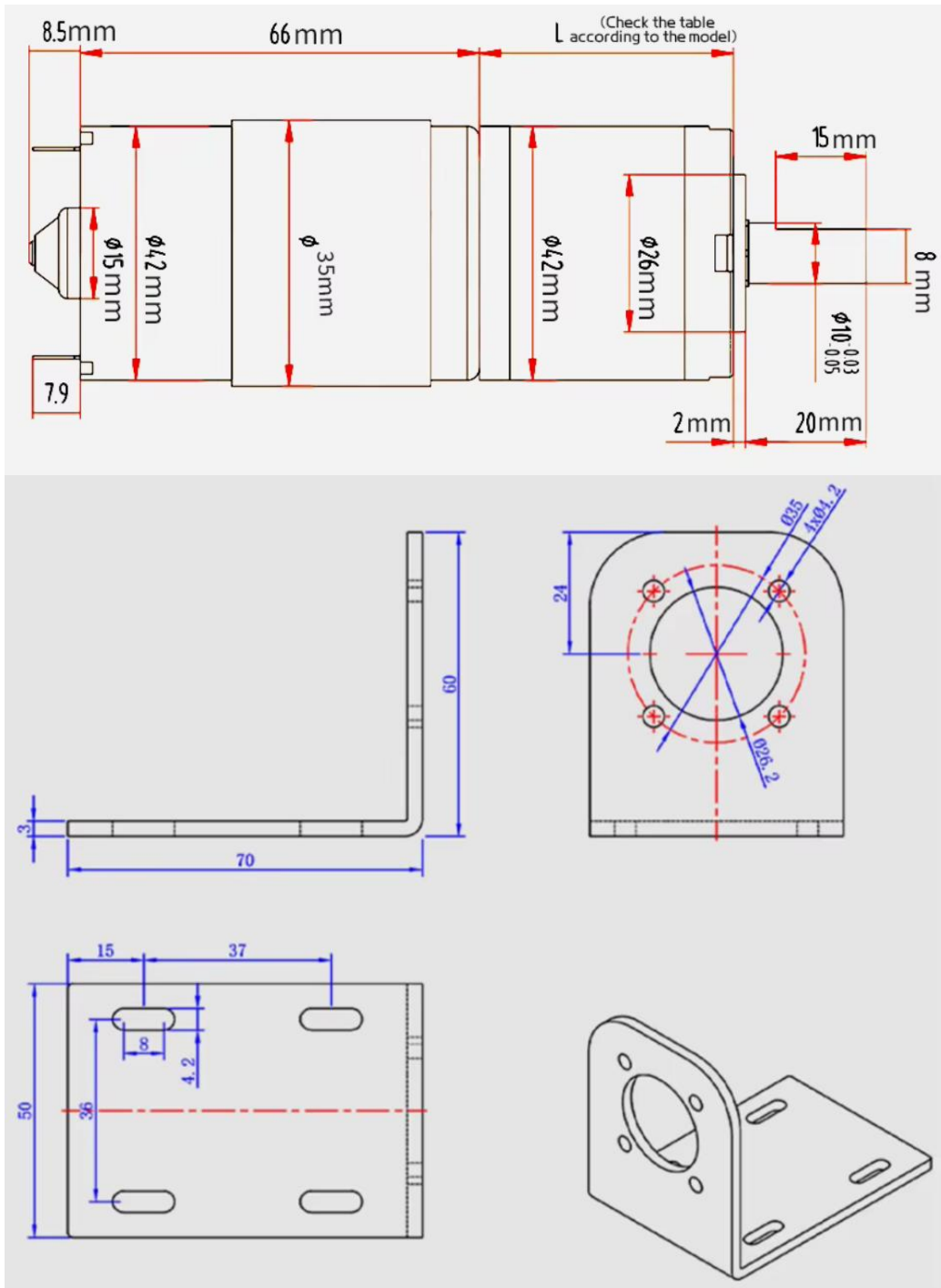
Torque necesario			
$V_s = P * \frac{RPM}{60}$			
Variables de entrada			
<i>P</i>	0.008	m	Paso del tornillo
<i>RPM</i>	130	$\frac{r}{min}$	Velocidad rotacional del motor
Resultados			
<i>V<sub>s</sub></i>	0.0173	$\frac{m}{s}$	Velocidad de desplazamiento del tornillo

Tabla 47. Calculo tiempo desplazamiento de tornillo.

Tiempo de desplazamiento			
$t = \frac{d}{v_s}$			
Variables de entrada			
<i>d</i>	1.5	m	Distancia por recorrer
<i>V<sub>s</sub></i>	0.0173	$\frac{m}{s}$	Velocidad de desplazamiento del tornillo
Resultados			
<i>t</i>	86.7	s	Tiempo de desplazamiento

Por lo tanto, si se usan estos motorreductores, se obtiene un tiempo de 86,5 segundos para desplegar el sistema telescópico.

Figura 27. Medidas del motorreductor escogido



## Anexo K. SELECCIÓN DE CADENA Y SPROCKET PARA SISTEMA TELESCÓPICO

Para realizar la transmisión de potencia entre los tornillos de potencia y los motorreductores se usará

Figura 28. Selección de piñones.

### Sencillo - Tipo B - Acero

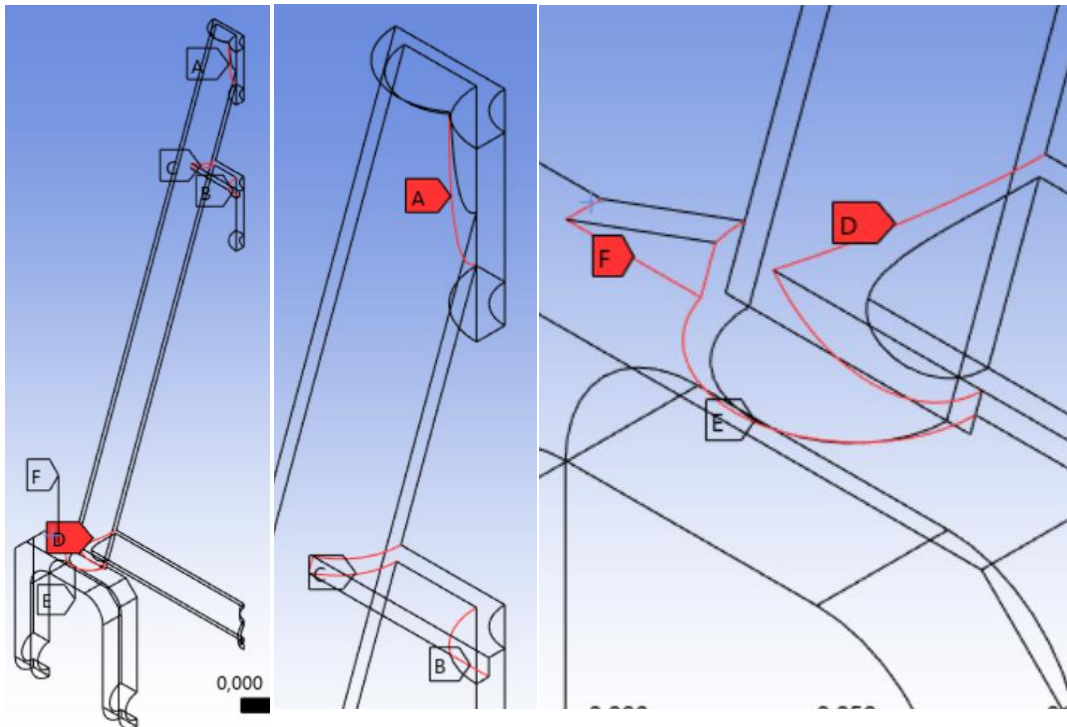
No. de Dientes	Diámetro de Paso	Número de Parte	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)	
			Piloto	Máy	Diámetro	Largo Total
8	24.89	06B8	8	9	13	22
9	27.85	06B9	8	11	16	22
10	30.82	06B10	8	12	20	22
11	33.81	06B11	8	14	23	25
12	36.80	06B12	8	16	26	25
13	39.80	06B13	10	18	29	25
14	42.80	06B14	10	19	31	25
15	45.81	06B15	10	20	34	25
16	48.82	06B16	10	22	37	25
17	51.84	06B17	10	25	40	28
18	54.85	06B18	10	25	43	28
19	57.87	06B19	10	28	46	28
20	60.89	06B20	10	30	49	28
21	63.91	06B21	12	30	50	28
22	66.93	06B22	12	32	51	28
23	69.95	06B23	12	32	52	28
24	72.97	06B24	12	32	54	28
25	76.00	06B25	12	35	57	28
26	79.02	06B26	12	38	60	28
27	82.05	06B27	12	38	60	28

Luego de realizar esta selección se debe tener en cuenta esta relación de torques de 2, para escoger nuevamente el motorreductor adecuado en el Anexo J.

## Anexo L. CALCULO DE SOLDADURAS

En nuestra estructura se escogió usar soldadura para unir distintos elementos estructurales, por esto se hace necesario evaluar si la resistencia de esta es suficiente para soportar los esfuerzos de trabajo, para conseguir esto primeramente se encuentra el esfuerzo que existirá en estas zonas donde la soldadura será aplicada y para hacerlo se usara como apoyo el modelo matemático implementado en ANSYS aplicando la evaluación de esfuerzos en Paths a lo largo de estas zonas de interés, en la figura 29 se evidencia estos Paths que serán usados.

Figura 29. Zonas de interés para esfuerzos de soldadura.



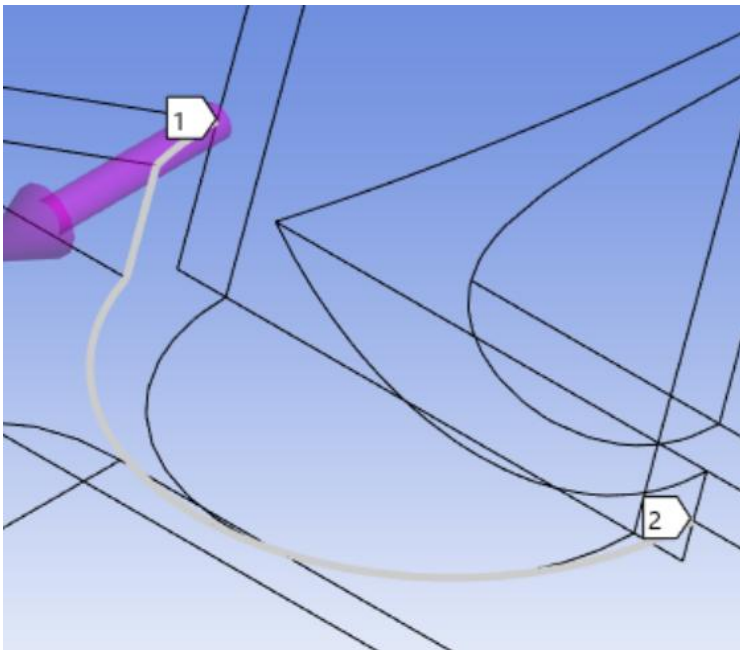
Obteniendo así los siguientes resultados respecto a esfuerzos en estas zonas para los resultados de esfuerzos maximos:

Tabla 48. Esfuerzos maximos en soldaduras

Path	Esfuerzo (MPa)
A	12,2375
B	0,5685
C	5,3793
D	7,3795
E	45,482
F	4,8155

Se observa que el mayor esfuerzo se presenta en la soldadura donde se une la tubería usada como soporte estructural con el apoyo de las patas que une el eje de las ruedas con la estructura, este esfuerzo es de 45.48 MPa.

Figura 30. Zona donde se presenta el mayor esfuerzo en la soldadura.



De shigley se obtiene la ecuación de la tabla 50 que relaciona el esfuerzo que actúa sobre el cordón de soldadura con el esfuerzo permisible para determinar el área mínima del cordón, para los cálculos se parte de la suposición de que se usará un electrodo E6013 ya que es el recomendado para estructuras nuevas en ausencia

de pinturas, óxido o suciedad de fácil limpieza que cuenta con una resistencia a la fluencia de 427 MPa.

Tabla 49. Esfuerzo permisible y esfuerzo soportado.

Factor de seguridad			
$\sigma_e * N \leq \frac{\sigma_{adm}}{3}$			
Variables de entrada			
$\sigma_e$	45.482	MPa	Esfuerzo efectivo
$\sigma_{adm}$	427	MPa	Esfuerzo admisible
Resultados			
$N$	3.13		Factor de seguridad

Se consigue entonces que la soldadura escogida presentará un factor de seguridad superior a 3 por lo que garantiza confiabilidad para ser usado en todas las tareas de soldadura de la estructura.

## Anexo M. ANÁLISIS MODAL

Al completar con el diseño de la estructura se debe realizar un estudio de análisis modal para encontrar las frecuencias naturales y los modos de vibración de la estructura, esto se hace debido a que si la maquina se encuentra expuesta a estas frecuencias naturales de manera continua y prolongadamente podría entrar en estado de resonancia, esta es una condición inadmisibles que debe prevenirse desde el diseño mismo ya que puede provocar daños catastróficos según el caso.

Para realizar este análisis primero se debe simplificar el modelo CAD debido a que los pequeños detalles resultan en costes de computación exponenciales, algunas de las características simplificadas fueron: roscas, agujeros, chaflanes, redondeos, ruedas y piezas mínimas.

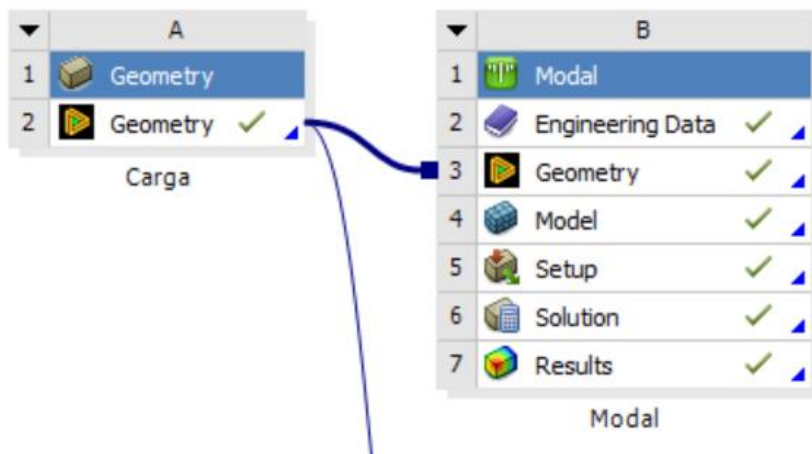
El Modelo simplificado usado para el análisis se muestra en la figura 31.

Figura 31. Modelo para análisis modal en Ansys.



Ya con el modelo discretizado se procede a implementar el módulo de análisis modal en el entorno Workbench de Ansys, donde se encuentra el solver que permite solucionar el problema físico.

Figura 32. Entorno Workbench análisis modal.



Al cargar el modelo y realizar la discretización de este se ejecuta el solver, obteniendo así los siguientes resultados:

Tabla 50. Modos y frecuencias naturales de la estructura.

Análisis modal	
Modo de vibración	Frecuencia natural de modo (Hz)
1	4,89
2	7,68
3	9,04
4	26,98
5	32,17
6	33,69

Ahora se compara estas frecuencias contra las frecuencias de operación de los motorreductores.

Tabla 51. Frecuencias de motorreductores.

Frecuencias de operación motorreductores	
Motorreductor	Frecuencia de operación (Hz)
Ruedas	0,22
Elevación	4,33

Acá se puede observar que las frecuencias de operación, en el caso más crítico se tiene una relación de frecuencias del 88% respecto al modo 1, este resultado se toma como adecuado, teniendo en consideración los siguientes puntos:

- Empieza a considerarse crítico cuando esta relación es mayor o igual al 93%
- Se hace el análisis suponiendo una estructura rígida, pero en este tipo de análisis siempre resultan con un amortiguamiento de entre 1% y 5% cuando son aplicados, dando así que la relación de frecuencias, en el peor de los casos, será de 87%.
- Para incrementar la seguridad se propone implementar una espuma amortiguadora entre la montura de los motores elevadores y la estructura, con el fin amortiguar la vibración, estas espumas consiguen amortiguamientos de entre el 3% y 6%.
- También es importante tener en cuenta la relación de masa efectiva a masa total (ver figura 33), esta indica la cantidad de masa que tiene influencia en cada modo de vibración, discriminada por dirección. Para el modo 1 la dirección predominante es la del eje Z, con un 23%. Mientras que las vibraciones producidas por los motores se encontrarán actuando en el eje X donde la relación de masas está en el orden de la millonésima parte.

Al tener en presentes estas consideraciones es posible afirmar que la máquina no va a tener problemas relacionados con resonancia.

A continuación, se muestra la figura 33 donde se aprecia la tasa de masa efectiva con respecto a la masa total.

Figura 33. Relación entre masa efectiva y masa total para los modos de vibración.

**Ratio of Effective Mass to Total Mass**

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	4,886	2,088e-007	6,8146e-012	0,23182	4,6704e-003	1,4897e-005	2,2042e-009
2	7,6827	0,34785	6,2288e-010	4,3476e-010	3,4975e-008	0,28391	1,3769e-003
3	9,0373	9,2905e-006	5,8576e-011	1,4293e-005	3,6441e-007	2,443e-002	7,3814e-009
4	26,977	1,0715e-005	1,7133e-010	9,038e-003	1,5048e-004	6,629e-006	3,6974e-006
5	32,169	5,4563e-004	2,0624e-004	5,9125e-007	1,4059e-004	4,5996e-004	3,1924e-004
6	33,694	0,1893	6,1216e-007	2,6261e-006	2,5127e-008	0,15473	0,11082
<b>Sum</b>		<b>0,53772</b>	<b>2,0685e-004</b>	<b>0,24087</b>	<b>4,9618e-003</b>	<b>0,46355</b>	<b>0,11252</b>

### Anexo N. TABLAS DE FABRICACIÓN DE PROTOTIPO

A continuación, se presentan las diferentes tablas de fabricación del prototipo, especificando datos como nombre de pieza, material, y procesos de fabricación.

Tabla 52. Fabricación apoyo ruedas

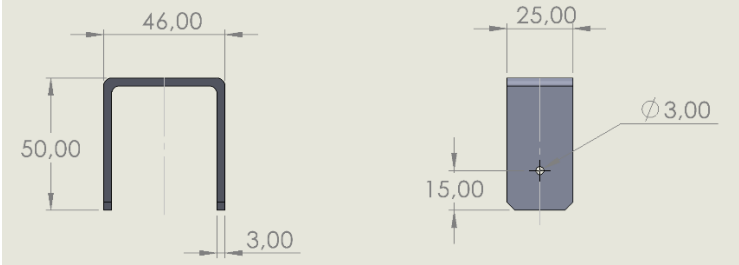
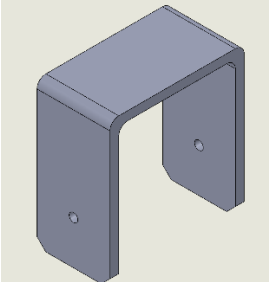

NOMBRE	Apoyo ruedas	MATERIAL	Lamina HR
OPERACION	DETALLE		
Doblez	Doblez a la lámina para tomar la forma de u en la rueda		
Soldadura	Se une mediante soldadura al soporte principal		
PLANO			
			
DISEÑO CAD	RESULTADO		
			

Tabla 53. Fabricación Tornillo de potencia

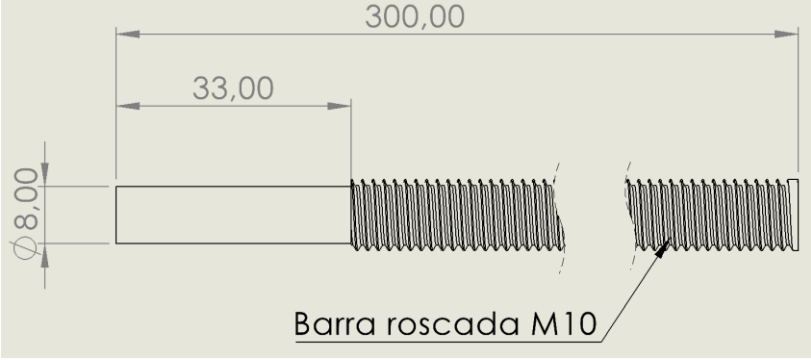
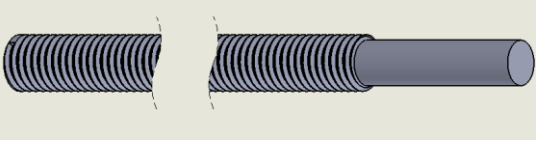

NOMBRE	Tornillo de potencia	MATERIAL	Tornillo grado 2
OPERACION		DETALLE	
Mecanizado		Se mecanizan las puntas para su aseguramiento en el buje	
PLANO			
 <p style="text-align: center;">Barra roscada M10</p>			
DISEÑO CAD		RESULTADO	
			

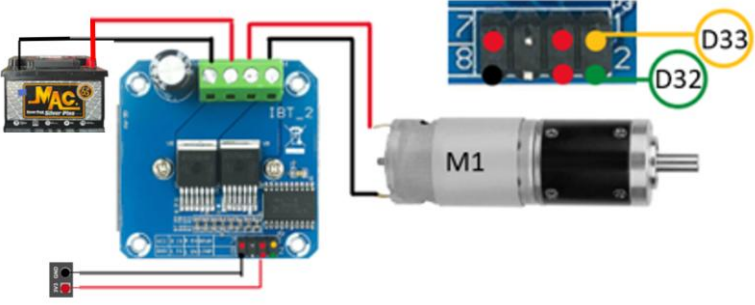
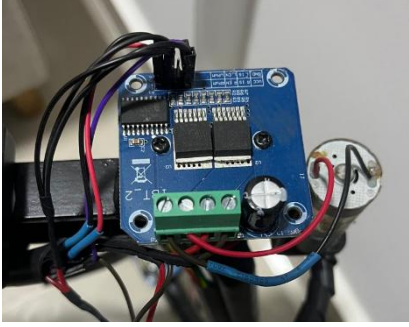
Tabla 54. Fabricación tuerca de seguridad

NOMBRE	Tuerca de seguridad	
OPERACION		DETALLE
Soldadura		Se unen diferentes tuercas para poder simular el freno de la estructura original.
Taladrado		Se perfora una tuerca para que el tornillo encargado de frenar el tornillo de potencia pueda pasar.
PLANO		
DISEÑO CAD		RESULTADO

Tabla 55. Fabricación soportes estructura prototipo.

NOMBRE	Soportes	MATERIAL	Tubo ½ in sch 40
OPERACION		DETALLE	
Soldadura		Se unen los diferentes tubos mediante soldadura dando forma a la estructura de los soportes del sistema de elevación.	
<b>PLANO</b>			
<b>DISEÑO CAD</b>		<b>RESULTADO</b>	

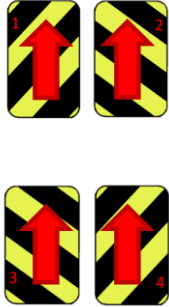

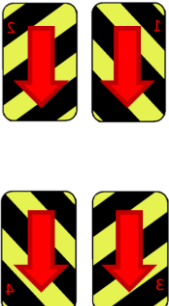

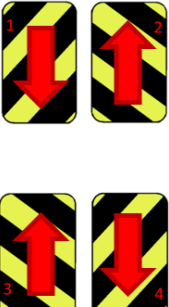

Tabla 56. Fabricación conexiones drivers

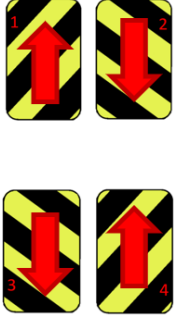

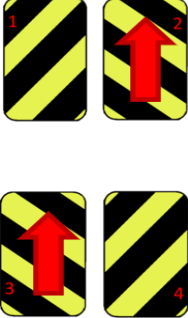

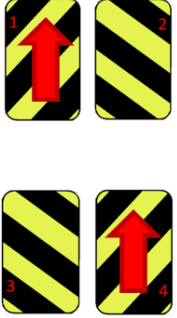

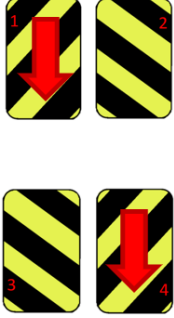

NOMBRE	Conexiones drivers BTS7960
OPERACION	DETALLE
Conexiones	Se conectan los drivers BTS7960 al microcontrolador esp32
PLANO	
	
RESULTADO	
	

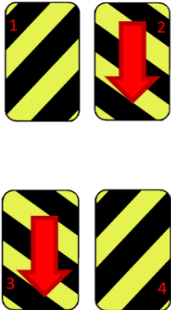

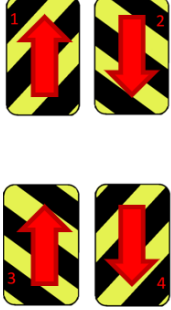

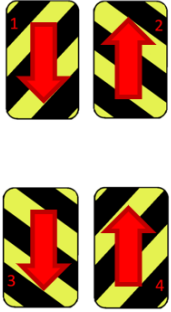

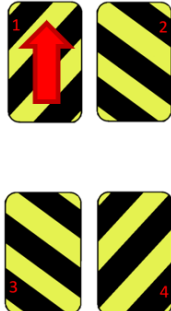
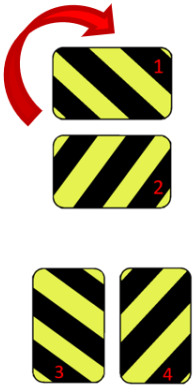
### Anexo O. CASOS Y MOVIMIENTOS MOTORES



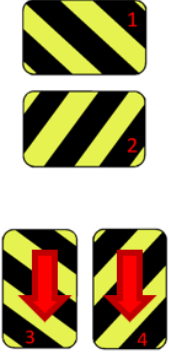



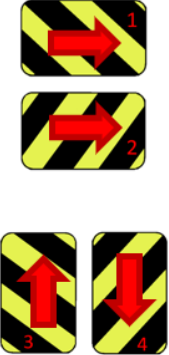

A continuación, se presentan los diferentes movimientos que el sistema de elevación puede hacer, teniendo en cuenta los 3 casos posibles de posición de las ruedas, ver tabla 57.

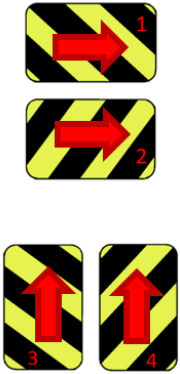

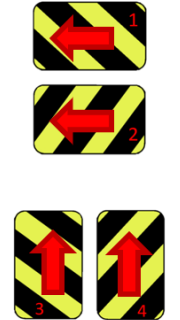

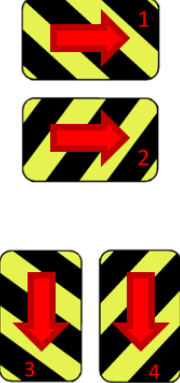

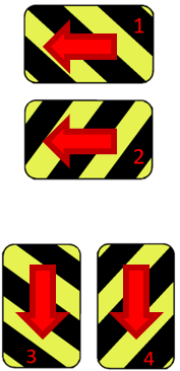

Tabla 57. Casos y movimientos

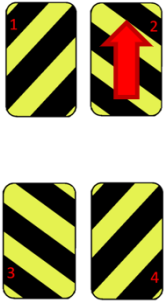
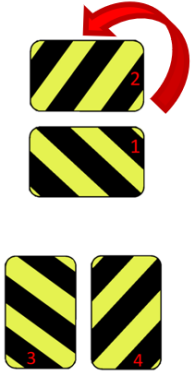
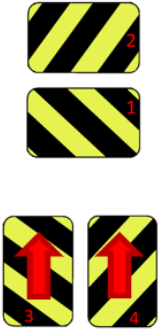

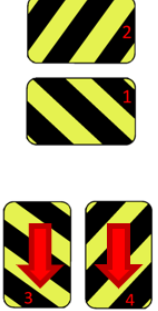

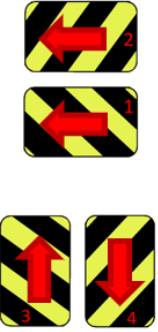

Comando	Descripción	Descripción gráfica	Movimiento final
<b>Caso #1</b>			
10	Adelante		
11	Atrás		
12	Izquierda		

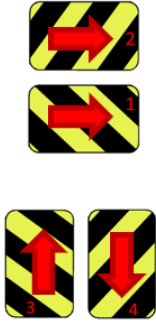

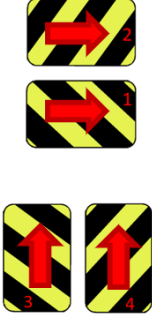

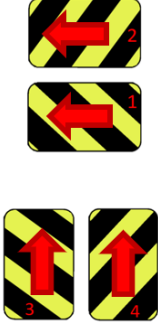

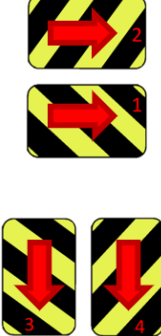

13	Derecha		
14	Diagonal-Izquierda-Superior		
15	Diagonal-Derecha-Superior		
16	Diagonal-Izquierda-Inferior		

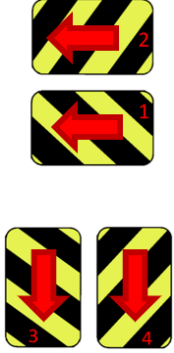



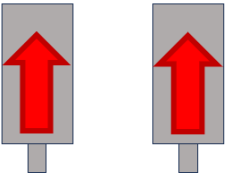

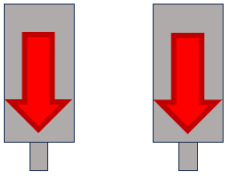

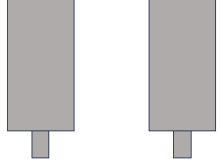

17	Diagonal-Derecha-Inferior		
18	Giro derecha manecillas del reloj		
19	Giro izquierda contra manecillas del reloj		
<b>CASO #2</b>			
20	Giro derecha patas manecillas reloj		

21	Delante caso #2		
22	Atrás caso #2		
23	Izquierda caso #2		
24	Derecha caso #2		

25	Diagonal-Derecha-Superior Caso#2		
26	Diagonal-Izquierda-Superior Caso#2		
27	Diagonal-Derecha-Inferior Caso#2		
28	Diagonal-Izquierda-Inferior Caso#2		
<b>CASO #3</b>			

30	Giro izquierda patas contra manecillas reloj		
31	Delante caso #3		
32	Atrás caso #3		
33	Izquierda caso #3		

34	Derecha Caso #3		
35	Diagonal- Derecha- Superior Caso #3		
36	Diagonal- Izquierda- Superior Caso #3		
37	Diagonal- Derecha- Inferior Caso #3		

38	Diagonal- Izquierda-		
<b>OTROS</b>			
40	Detenerse		
50	Subir tornillos		
51	Bajar tornillos		
52	Detener tornillos		

## Anexo P. CALCULO DE COSTOS DE OPERACIÓN

### 1. CÁLCULO DE TIEMPOS

Como primer paso para calcular los gastos operativos se requiere una estimación de los tiempos que se emplearan durante un normal funcionamiento de la máquina, para esto se parte de la suposición de un taller de 15 de fondo por 6 de ancho, de esta manera en un uso normal de la grúa se estima que primero se elevara la viga a su altura máxima, de un metro y medio, y la grúa maniobrará un estimado de 33 metros para finalmente devolver la viga a su altura más baja. Ver tabla 58.

Tener en cuenta que para evaluar el proyecto económicamente se parte del supuesto de que este será aplicado en un taller del área metropolitana de Bucaramanga, con espacio restringido y que para sus operaciones usan grúa tipo pórtico de manufactura artesanal, por esto mismo no se tendrá en cuenta el costo de inversión inicial.

Tabla 58. Tiempos de uso por ciclo grúa remota.

Operación	Distancia (m)	Velocidad (m/s)	Tiempo (s)	Horas
Despliegue	1,5	0,0173	86,71	0,02
Operación	33	0,11	300,00	0,08
Finalización	1,5	0,0173	86,71	0,02
<b>Total</b>				<b>0,13</b>

Se concluye entonces que durante un ciclo de operación se consumen 0,13 horas. Seguidamente se calcula la energía consumida con estos tiempos. Ver tabla 60.

Tabla 59. Energía eléctrica consumida por ciclo grúa remota.

Operación	Cantidad motores	Potencia (W)	Horas	Energía consumida (Wh)
Despliegue	2	15	0,02	0,72
Operación	4	15	0,08	5,00
Finalización	2	15	0,02	0,72
<b>Total</b>				<b>6,45</b>

Por cada ciclo de uso se consumé 6,45 Wh. Con estos datos y suponiendo que las grúas son usadas 3 veces por día se propone la siguiente tabla de costos de operación. Ver tabla 60.

Tabla 60. Costo diario de operación grúa remota.

Motivo	Cantidad	Costo unitario	Costo total (COP)
Horas técnico (h)	0,394508671	\$ 6.189	\$ 2.442
Energía eléctrica (Wh)	19,33526012	\$ 1,11	\$ 21
<b>Total</b>			<b>\$ 2.463</b>

Se obtiene entonces que el costo diario estimado para la operación de la grúa remota es de \$ 2.463 (COP) entre el costo de operario y energía eléctrica, por razones practicas este valor se aproxima a \$ 2.450 (COP).

Ahora se calcularán los costos operativos de una alternativa comercial común, se hace la suposición de que se tratará de una grúa de pórtico artesanal como las que suelen ser usadas en los talleres del área metropolitana de Bucaramanga.

A continuación, se muestra la tabla tiempos al usar la alternativa comercial. Ver tabla 61.

Tabla 61. Tiempos de uso por ciclo alternativa comercial.

Operación	Distancia (m)	Velocidad (m/s)	Tiempo (s)	Horas
Despliegue	-	-	300	0,08
Operación	33	0,22	150	0,04
Finalización	-	-	300	0,08
<b>Total</b>				<b>0,21</b>

Se estima que el tiempo necesario para desempeñar una misma tarea será un 58% mayor con respecto a la grúa remota. Esto obedece a la condición de que la alternativa comercial presenta dificultades maniobrando y requiere de mayor dedicación para conseguir movimientos ajustados.

De los datos recopilados durante el levantamiento de requerimientos se consigue también que la cantidad de técnicos necesarios para operar este dispositivo varía entre 2 y 3

según la maniobra que se quiera realizar. Con esta información se calcula un estimado de las horas técnico por cada ciclo de operación. Ver tabla 62.

Tabla 62. Horas técnico por cada ciclo alternativa comercial.

Operación	Cantidad técnicos	Horas	Horas técnico
Despliegue	2	0,08	0,17
Operación	3	0,04	0,13
Finalización	2	0,08	0,17
<b>Total</b>			<b>0,46</b>

Obteniendo un total de 0.46 horas técnico por cada ciclo de uso. Con estas horas se calcula el costo diario como se puede apreciar en la tabla 63.

Tabla 63. Costo diario de operación alternativa comercial.

Motivo	Cantidad	Costo unitario	Costo total (COP)
Horas técnico (h)	1,4	\$ 6.189	\$ 8.665
Energía eléctrica (Wh)	0	\$ 1,11	\$ -
<b>Total</b>			<b>\$ 8.665</b>

Se obtiene, bajo estas suposiciones entonces un costo diario de \$ 8.665 (COP) para mantener operación normal del dispositivo, este valor se redondea por motivos prácticos hasta \$ 8.670 (COP).

Es importante tener en cuenta que es una practica frecuente entre estos talleres el contratar servicios de montacargas para cuando las grúas o sistemas de elevación no pueden llevar a cabo su tarea. Esto representa un extra en gastos por el servicio del montacarga y el tiempo de espera de los técnicos según se plantea en la tabla 64

Tabla 64. Gasto ocasional relacionado a servicio de montacargas.

<b>Operación</b>	<b>Tiempo (s)</b>	<b>Horas</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Total</b>
Tiempo de espera	1200,00	0,33	\$ 6.189	\$ 2.063
Operación	300,00	0,08	\$ 6.189	\$ 516
Servicio	N/A	N/A	\$ 100.000	\$ 100.000
<b>Total</b>				<b>\$ 102.579</b>

Se presenta entonces un costo generado adicional redondeado de \$ 102.600 (COP).

Por lo tanto, el coste mensual generado por cada una de las opciones se presenta en la tabla 65, cabe resaltar que el costo que genera la alternativa comercial se tomará como un ahorro al implementar la grúa remota.

Tabla 65. Gasto mensual de alternativas para elevación de cargas.

<b>Alternativa</b>	<b>Gasto diario</b>	<b>Gasto mensual</b>
Grúa remota	\$ 2.450	\$ 73.500
Comercial	\$ 8.670	\$ 362.700

Dando, así como conclusión que, bajo las suposiciones establecidas anteriormente, mensualmente se presenta un ahorro de \$ 289.200 (COP) al implementar la grúa remota.

## Anexo Q. CODIGO ESP 32

```
#include "BluetoothSerial.h"

BluetoothSerial SerialBT;

// Pines de control para los motores de las ruedas (4 motores)
const int motor1_IN1 = 32;
const int motor1_IN2 = 33;
const int motor2_IN1 = 25;
const int motor2_IN2 = 26;
const int motor3_IN1 = 27;
const int motor3_IN2 = 21;
const int motor4_IN1 = 12;
const int motor4_IN2 = 13;

// Pines de control para los motores de elevación (2 motores)
const int lift1_IN1 = 18;
const int lift1_IN2 = 17;
const int lift2_IN1 = 4;
const int lift2_IN2 = 16;

void setup() {
  // Inicializar la comunicación serial para depuración
  Serial.begin(115200);
  // Configurar los pines de los motores como salidas digitales
  pinMode(motor1_IN1, OUTPUT);
  pinMode(motor1_IN2, OUTPUT);
  pinMode(motor2_IN1, OUTPUT);
  pinMode(motor2_IN2, OUTPUT);
  pinMode(motor3_IN1, OUTPUT);
  pinMode(motor3_IN2, OUTPUT);
  pinMode(motor4_IN1, OUTPUT);
  pinMode(motor4_IN2, OUTPUT);
  pinMode(lift1_IN1, OUTPUT);
  pinMode(lift1_IN2, OUTPUT);
  pinMode(lift2_IN1, OUTPUT);
  pinMode(lift2_IN2, OUTPUT);
}
```

```

// Inicializar el Bluetooth
SerialBT.begin("ESP32_Bluetooth_crane");
Serial.println("Bluetooth iniciado");
}

void loop() {
  String command = "";

  // Esperar hasta que haya datos disponibles
  while (SerialBT.available()) {
    // Pequeña pausa para permitir que lleguen todos los datos
    delay(10);

    // Leer el carácter
    char c = SerialBT.read();

    // Si es un número, agregarlo al comando
    if (isDigit(c)) {
      command += c;
    }
  }

  // Si recibimos un comando, procesarlo
  if (command.length() > 0) {
    int commandNum = command.toInt();
    Serial.print("Comando recibido: ");
    Serial.println(commandNum);
    handleCommand(commandNum);
  }
}

// El resto de las funciones (handleCommand, moveWheels, stopAllWheels,
moveLifter, stopLifter)

void handleCommand(int command) {

```

```

Serial.print("Procesando comando: ");
Serial.println(command);

if (command == 10) { // Adelante
    Serial.println("Moviendo adelante");
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 11) { // Atrás
    Serial.println("Moviendo atrás");
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
}
else if (command == 12) { // Izquierda
    moveWheels(LOW, HIGH, HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW, HIGH);
} else if (command == 13) { // Derecha
    moveWheels(HIGH, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH, HIGH, LOW);
} else if (command == 14) { // Diagonal-Izquierda-Superior
    moveWheels(LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW, LOW);
} else if (command == 15) { // Diagonal-Derecha-Superior
    moveWheels(HIGH, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 16) { // Diagonal-Izquierda-Inferior
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, HIGH);
} else if (command == 17) { // Diagonal-Derecha-Inferior
    moveWheels(LOW, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW);
} else if (command == 18) { // Giro derecha manecillas del reloj
    moveWheels(HIGH, LOW, LOW, HIGH, HIGH, LOW, LOW, HIGH);
} else if (command == 19) { // Giro izquierda contra manecillas del reloj
    moveWheels(LOW, HIGH, HIGH, LOW, LOW, HIGH, HIGH, LOW);
} else if (command == 20) { // Giro derecha patas manecillas reloj
    moveWheels(HIGH, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW);
} else if (command == 21) { // Delante caso #2
    moveWheels(LOW, LOW, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 22) { // Atrás caso #2
    moveWheels(LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
} else if (command == 23) { // Izquierda caso #2
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, HIGH, LOW, LOW, HIGH);
} else if (command == 24) { // Derecha caso #2
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW, HIGH, HIGH, LOW);
}

```

```

} else if (command == 25) { // Diagonal-Derecha-Superior Caso#2
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 26) { // Diagonal-Izquierda-Superior Caso#2
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 27) { // Diagonal-Derecha-Inferior Caso#2
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
} else if (command == 28) { // Diagonal-Izquierda-Inferior Caso#2
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
} else if (command == 30) { // Giro izquierda patas contra manecillas de
reloj
    moveWheels(LOW, LOW, HIGH, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW);
} else if (command == 31) { // Delante caso #3
    moveWheels(LOW, LOW, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 32) { // Atrás caso #3
    moveWheels(LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
} else if (command == 33) { // Izquierda caso #3
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW, HIGH);
} else if (command == 34) { // Derecha Caso #3
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, HIGH, LOW);
} else if (command == 35) { // Diagonal-Derecha-Superior Caso #3
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 36) { // Diagonal-Izquierda-Superior Caso #3
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW);
} else if (command == 37) { // Diagonal-Derecha-Inferior Caso #3
    moveWheels(LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
} else if (command == 38) { // Diagonal-Izquierda-Inferior Caso #3
    moveWheels(HIGH, LOW, HIGH, LOW, LOW, HIGH, LOW, HIGH);
} else if (command == 40) { // Detenerse
    stopAllWheels();
} else if (command == 50) { // Subir tornillos
    moveLifter(HIGH, LOW);
} else if (command == 51) { // Bajar tornillos
    moveLifter(LOW, HIGH);
} else if (command == 52) { // Detener tornillos
    stopLifter();
} else {

```

```

        Serial.println("Comando no reconocido");
    }
}

void moveWheels(int m1_IN1, int m1_IN2, int m2_IN1, int m2_IN2, int m3_IN1, int
m3_IN2, int m4_IN1, int m4_IN2) {
    digitalWrite(motor1_IN1, m1_IN1);
    digitalWrite(motor1_IN2, m1_IN2);
    digitalWrite(motor2_IN1, m2_IN1);
    digitalWrite(motor2_IN2, m2_IN2);
    digitalWrite(motor3_IN1, m3_IN1);
    digitalWrite(motor3_IN2, m3_IN2);
    digitalWrite(motor4_IN1, m4_IN1);
    digitalWrite(motor4_IN2, m4_IN2);
}

void stopAllWheels() {
    moveWheels(LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW, LOW);
}

void moveLifter(int dir1, int dir2) {
    digitalWrite(lift1_IN1, dir1);
    digitalWrite(lift1_IN2, dir2);
    digitalWrite(lift2_IN1, dir1);
    digitalWrite(lift2_IN2, dir2);
}

void stopLifter() {
    digitalWrite(lift1_IN1, LOW);
    digitalWrite(lift1_IN2, LOW);
    digitalWrite(lift2_IN1, LOW);
    digitalWrite(lift2_IN2, LOW);
}

```

## **Anexo R. REPOSITORIO DEL APLICATIVO MOVIL**

Link al repositorio en GITHUB del código completo de la aplicación móvil desarrollada para controlar el dispositivo.

[https://github.com/Jorgejaimessg/crane\\_app.git](https://github.com/Jorgejaimessg/crane_app.git)

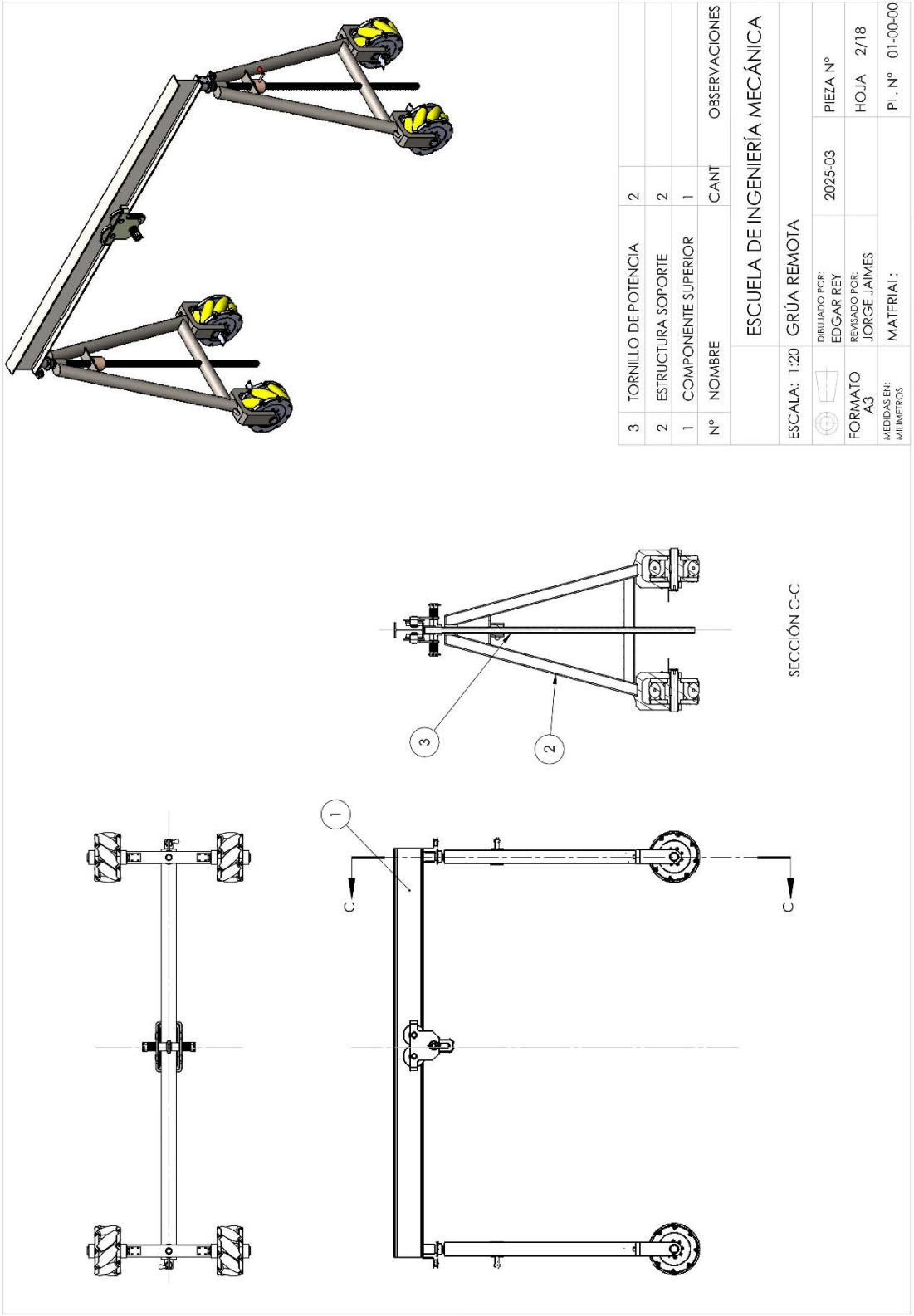
## **Anexo S. ENLACES PARA VIDEOS DEL PROYECTO.**

- Resultados de análisis modal - <https://youtu.be/LmzjX6nsRBo>
- Modelo CAD de grúa remota – <https://youtu.be/FK9BiXTL9QI>
- Pruebas del prototipo - <https://www.youtube.com/shorts/-JJVkjHnxT0>

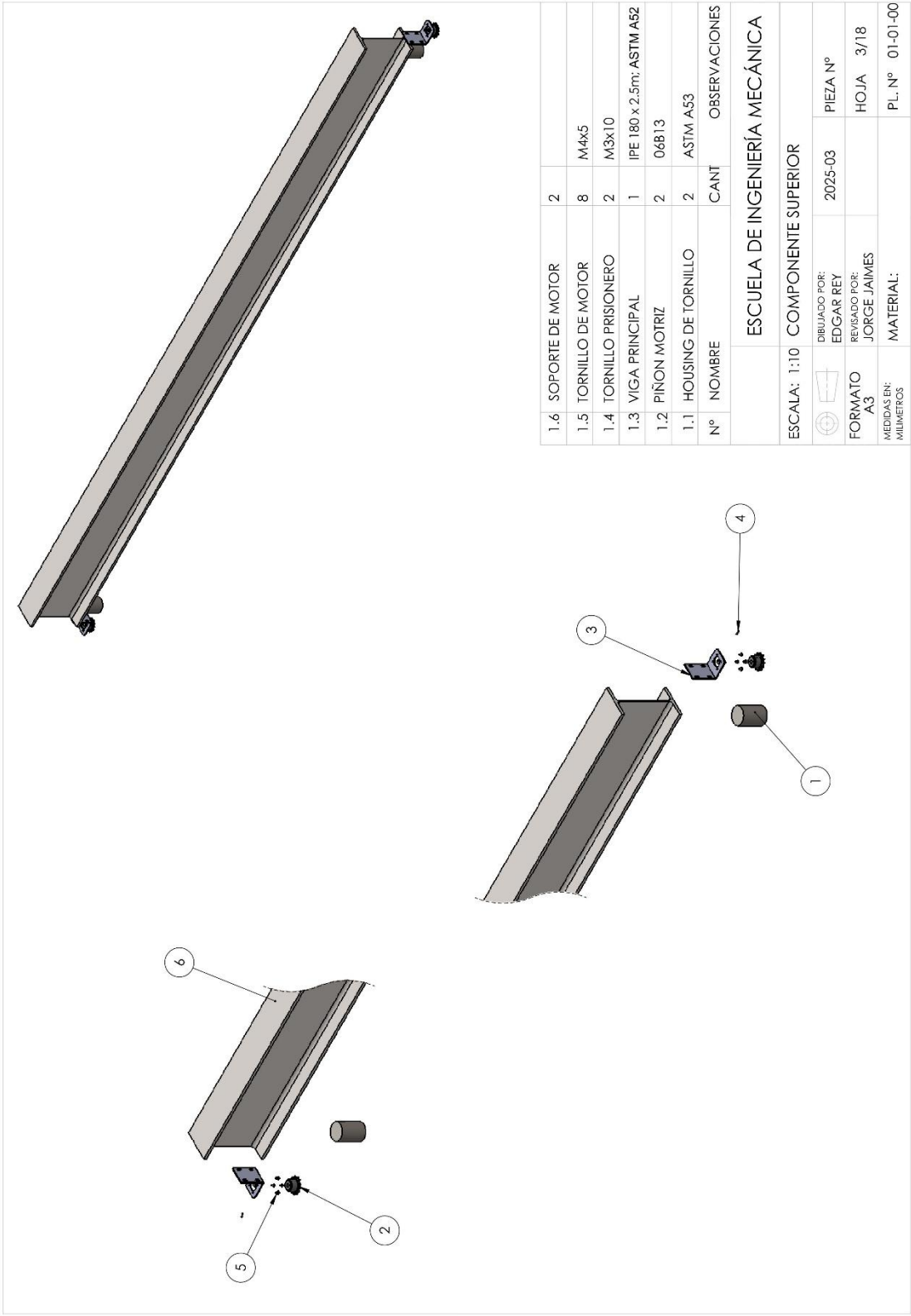
## Anexo T. PLANOS DE LA GRÚA REMOTA



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



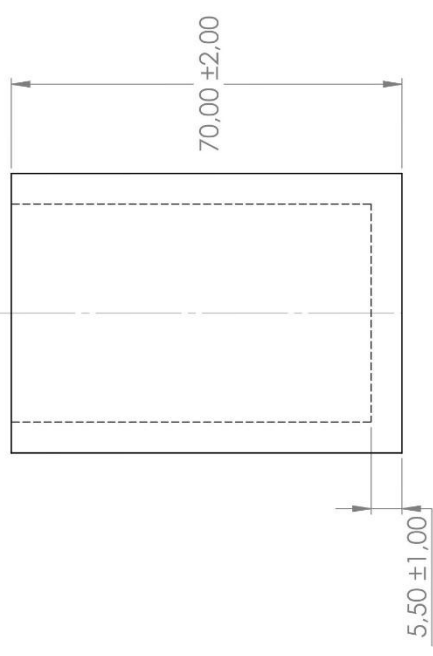
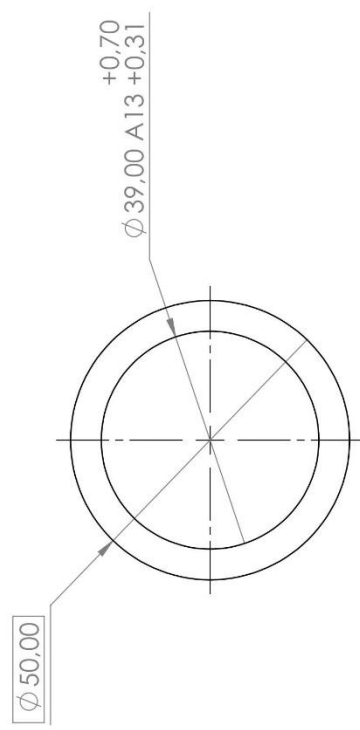
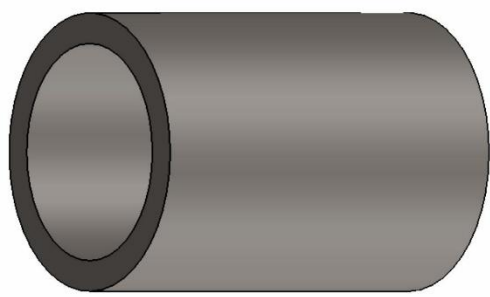
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



1.6	SOPORTE DE MOTOR	2	
1.5	TORNILLO DE MOTOR	8	M4x5
1.4	TORNILLO PRISIONERO	2	M3x10
1.3	VIGA PRINCIPAL	1	IPE 180 x 2,5m; ASTM A52
1.2	PIÑON MOTRIZ	2	06B13
1.1	HOUSING DE TORNILLO	2	ASTM A53
Nº	NOMBRE	CANT	OBSERVACIONES

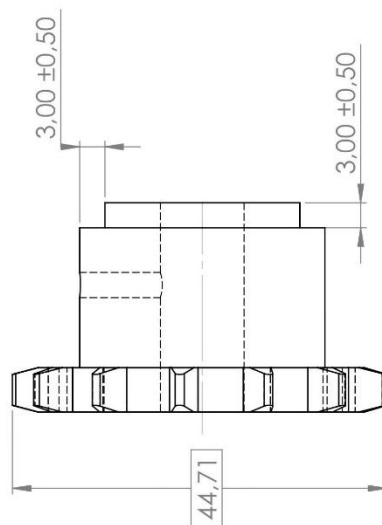
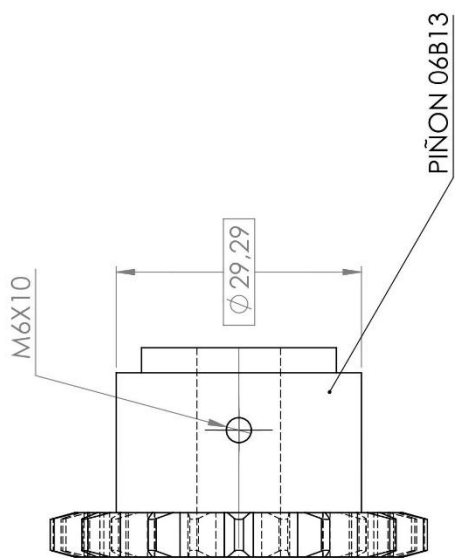
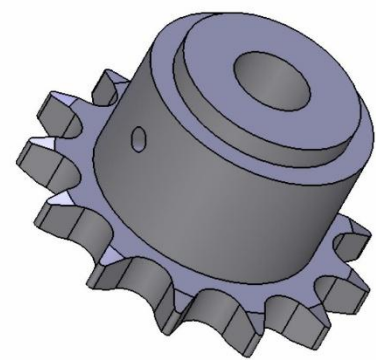
<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
ESCALA: 1:10 COMPONENTE SUPERIOR			
	DIBUJADO POR: EDGAR REY	2025-03	PIEZA Nº
	REVISADO POR: JORGE JAIMES		HOJA 3/18
	MEDIDAS EN: MILIMETROS		PL. Nº 01-01-00

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		HOUSING DE TORNILLO	PIEZA # 1.1	MATERIAL: ASTM A53
	ESCALA: 1:1	MEDIDAS: mm	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 4/18	PL. # 01-01-01
		FECHA: 03/2025			

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

PIÑON MOTRIZ

PIEZA # 1.2

REFERENCIA:  
06B13

ESCALA: 3:2 MEDIDAS: mm

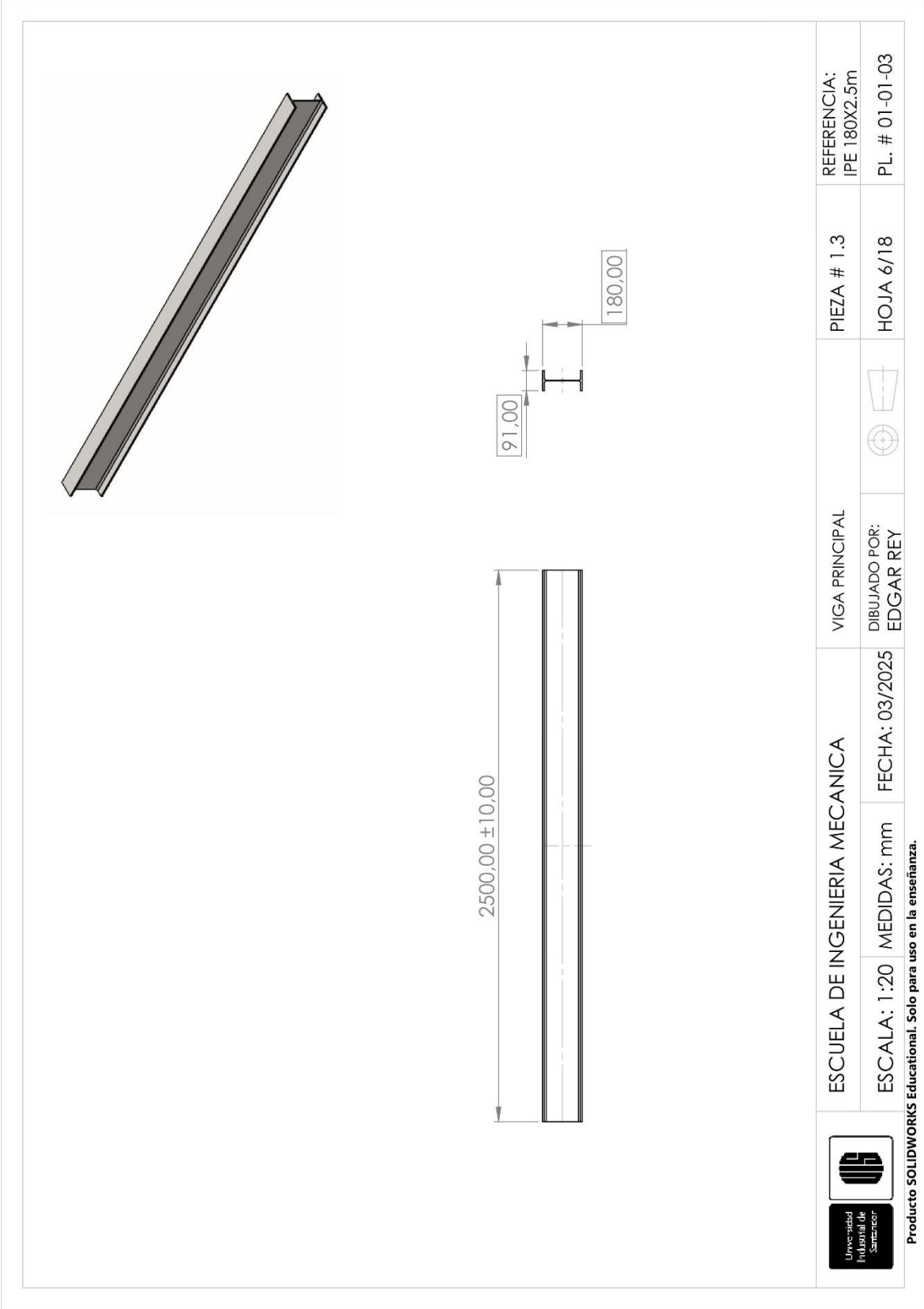
FECHA: 03/2025

DIBUJADO POR:  
EDGAR REY

HOJA 5/18

PL. # 01-01-02

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

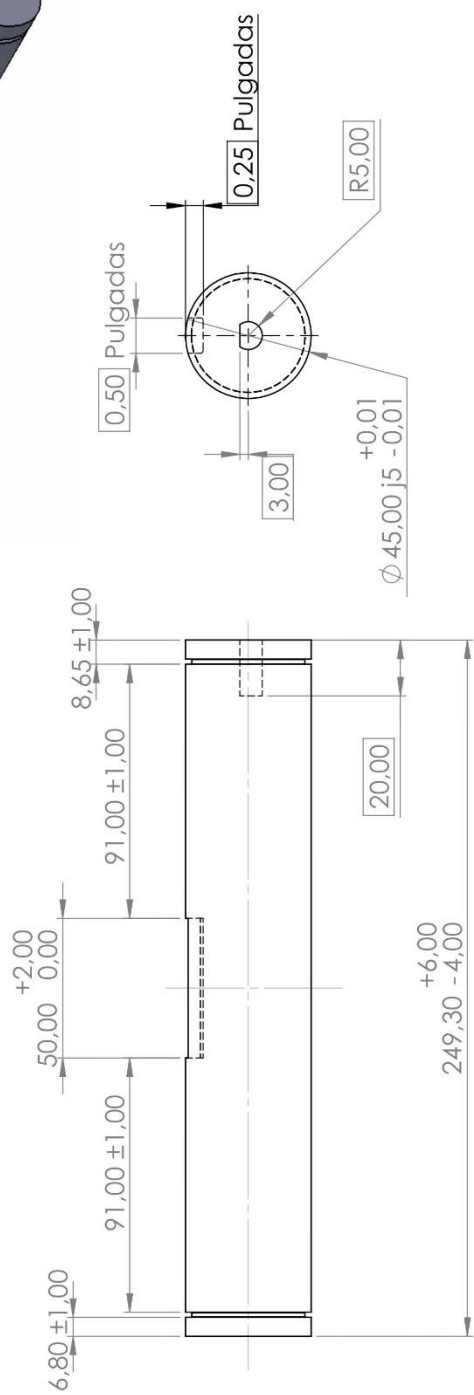


	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		VIGA PRINCIPAL	PIEZA # 1.3	REFERENCIA: IPE 180X2.5m
	ESCALA: 1:20	MEDIDAS: mm	FECHA: 03/2025	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 6/18
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.					PL. # 01-01-03

1.12 SET DE RUEDAS MECANUM	1	MW305
1.11 TORNILLO DE MOTOR	12	M4x5
1.10 ANILLO RETENEDOR	4	DC-45
1.9 BUJE	4	PSM 455535 A51
1.8 MANIVELA DE SEGURO DE GIRO	1	UNF 1/2
1.7 TUERCA INFERIOR	1	AISI 1020
1.6 APOYO EJE-ESTRUCTURA	2	ASTM 54
1.5 BUJE TUERCA	1	BRONCE
1.4 SOPORTE DE MOTOR MODIFICADO	2	M3x10
1.3 CHAVETA	2	AISI 1020
1.2 EJE DE RUEDAS	2	AISI 1020
1.1 SOPORTE PRINCIPAL	1	ASTM A53
Nº NOMBRE	CANT	OBSERVACIONES
<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:10 ESTRUCTURA SOPORTE		
	DIBUJADO POR: EDGAR REY	2025-03
	REVISADO POR: JORGE JAIMES	PIEZA Nº HOJA 7/18
	MEDIDAS EN: MILIMETROS	PL. Nº 01-02-00

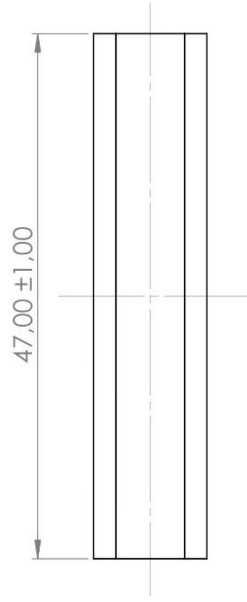
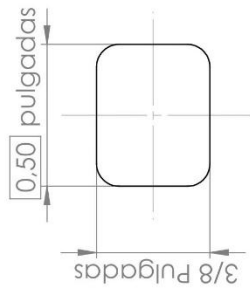
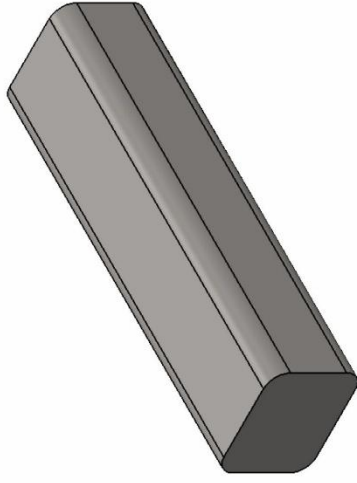
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.





NOTA: Redondeos del chavetero igual a 1mm

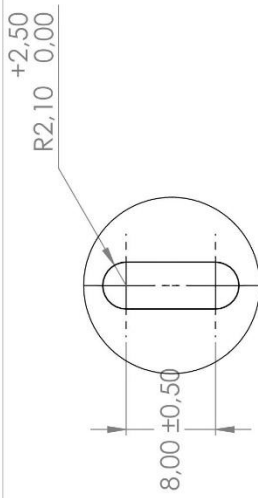
	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	EJE DE RUEDAS	PIEZA # 2.2	MATERIAL: AISI 1020
	ESCALA: 1:2	MEDIDAS: mm	FECHA: 03/2025	DIBUJADO POR: EDGAR REY
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.				HOJA 9/18 PL. # 01-02-02



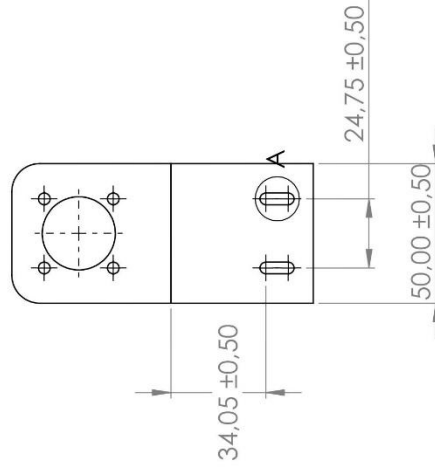
NOTA: Todos los redondeos hechos con 2 mm de radio  
 Chaveta rectangular de 3/8 x 1/2 pulgada

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	CHAVETA EJE RUEDAS	PIEZA # 2.3	MATERIAL: AISI 1020
	ESCALA: 2:1 MEDIDAS: mm	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 10/18	PL. # 01-02-03

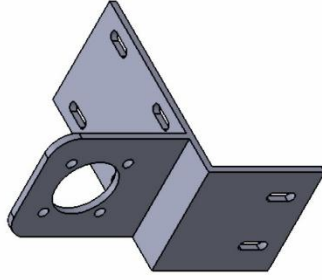
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1



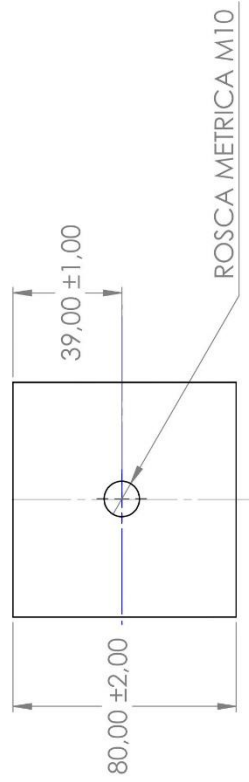
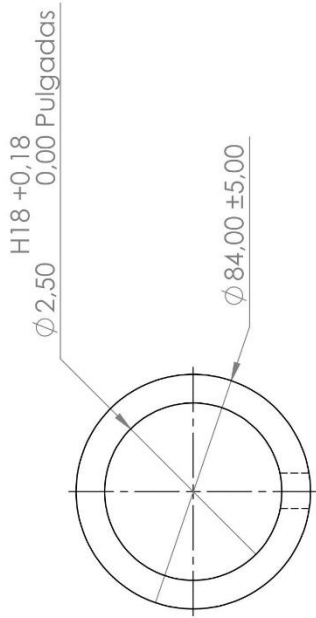
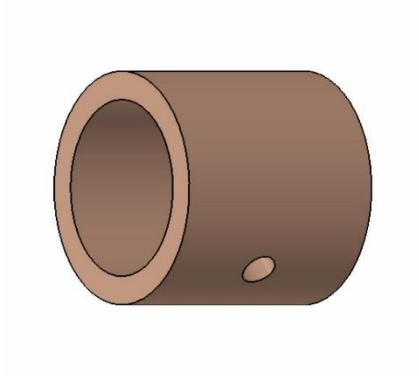
SopORTE de motor de kit motorreductor



NOTA: Todos los redondeos hechos con 2 mm de radio

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		SOPORTE DE MOTOR MODIFICADO	PIEZA # 2.4	MATERIAL: CHAPA METALICA
	ESCALA: 1:2	MEDIDAS: mm	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 11/18	PL. # 01-02-04

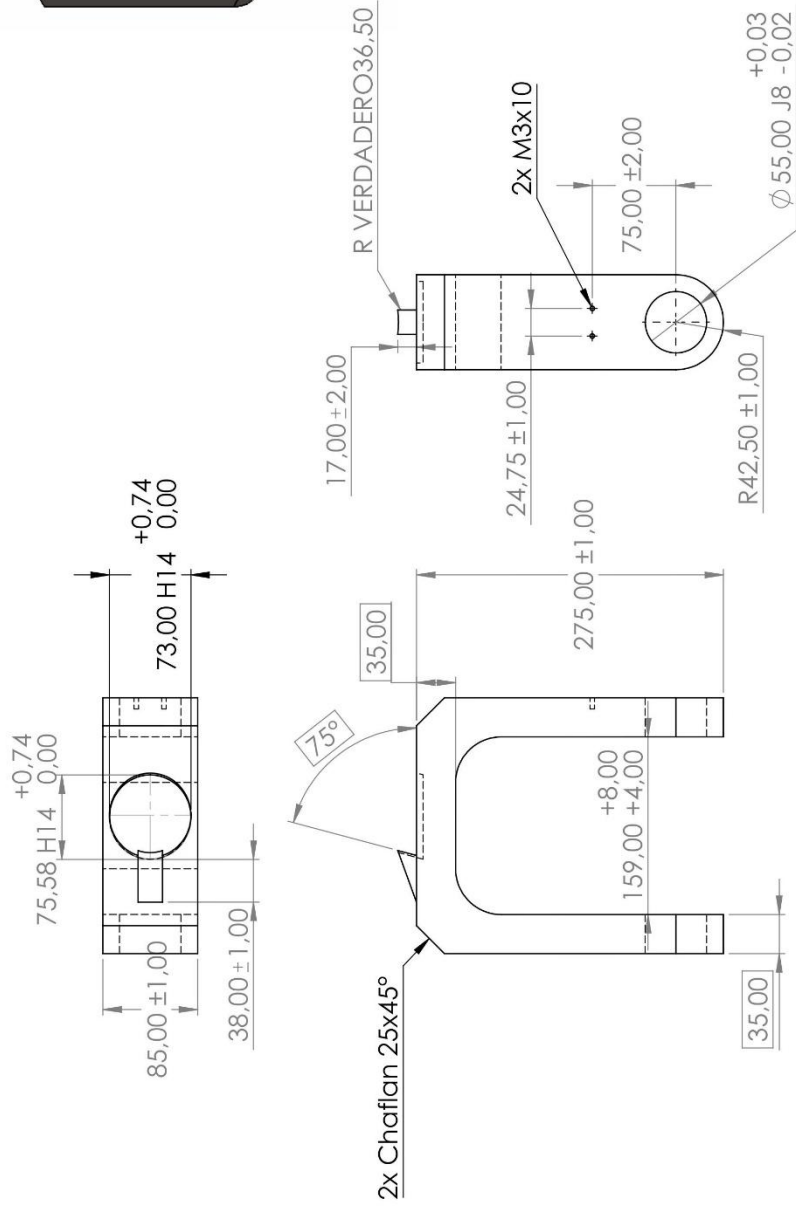
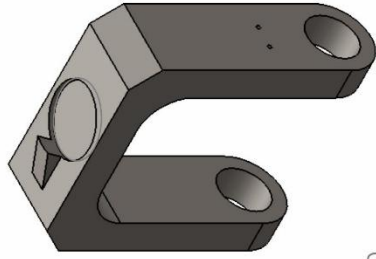
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



NOTA: Diámetro interno en pulgadas

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		BUJE DE TUERCA	PIEZA # 2.5	MATERIAL: BRONCE BUJE
	ESCALA: 1:2	MEDIDAS: mm	FECHA: 03/2025	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 12/18

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

MATERIAL:  
AISI 1020

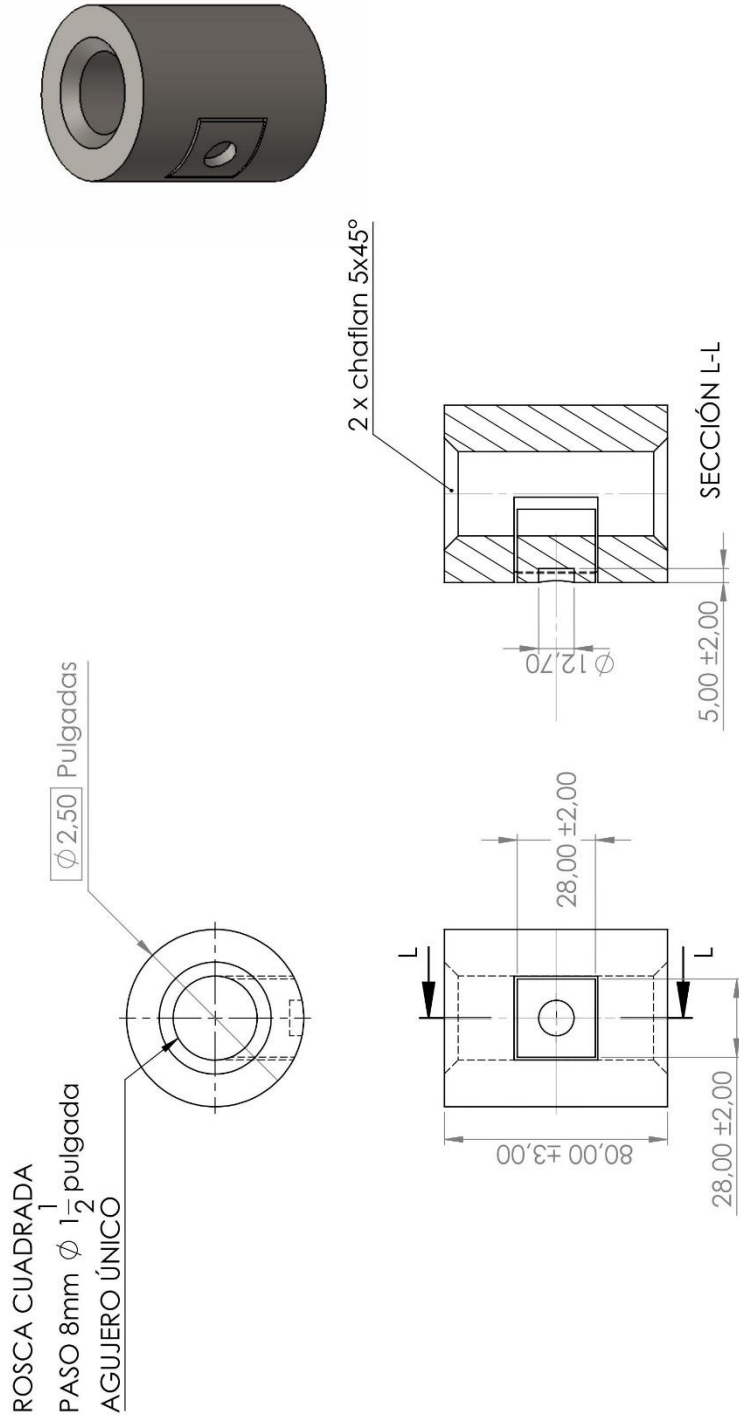
ESCALA: 1:5 MEDIDAS: mm

DIBUJADO POR:  
EDGAR REY

HOJA 13/18

PL. # 01-02-06

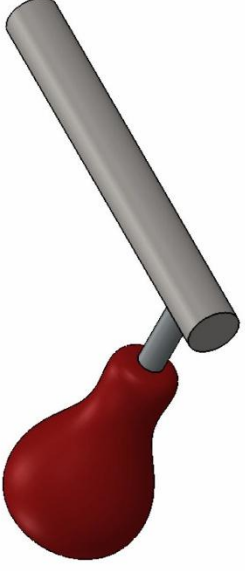
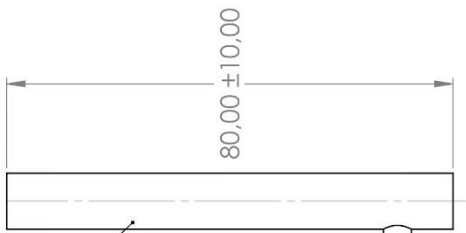
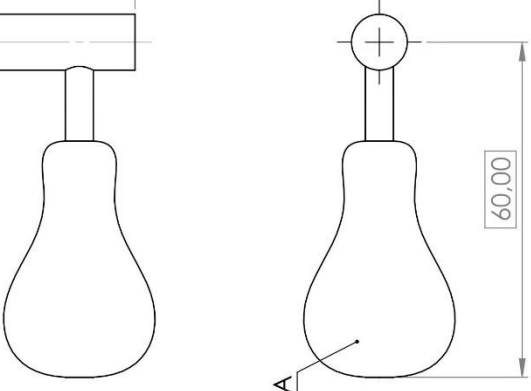
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



NOTA: Se realiza un corte cuadrado a la tuerca, resultando en 2 partes independientes

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		TUERCA INFERIOR	PIEZA # 2.7	MATERIAL: AISI 1020
	ESCALA: 1:2	MEDIDAS: mm	FECHA: 03/2025	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 14/18

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.








BARRA ROSCADA M10

80,00 ± 10,00

MANIJA GENERICA

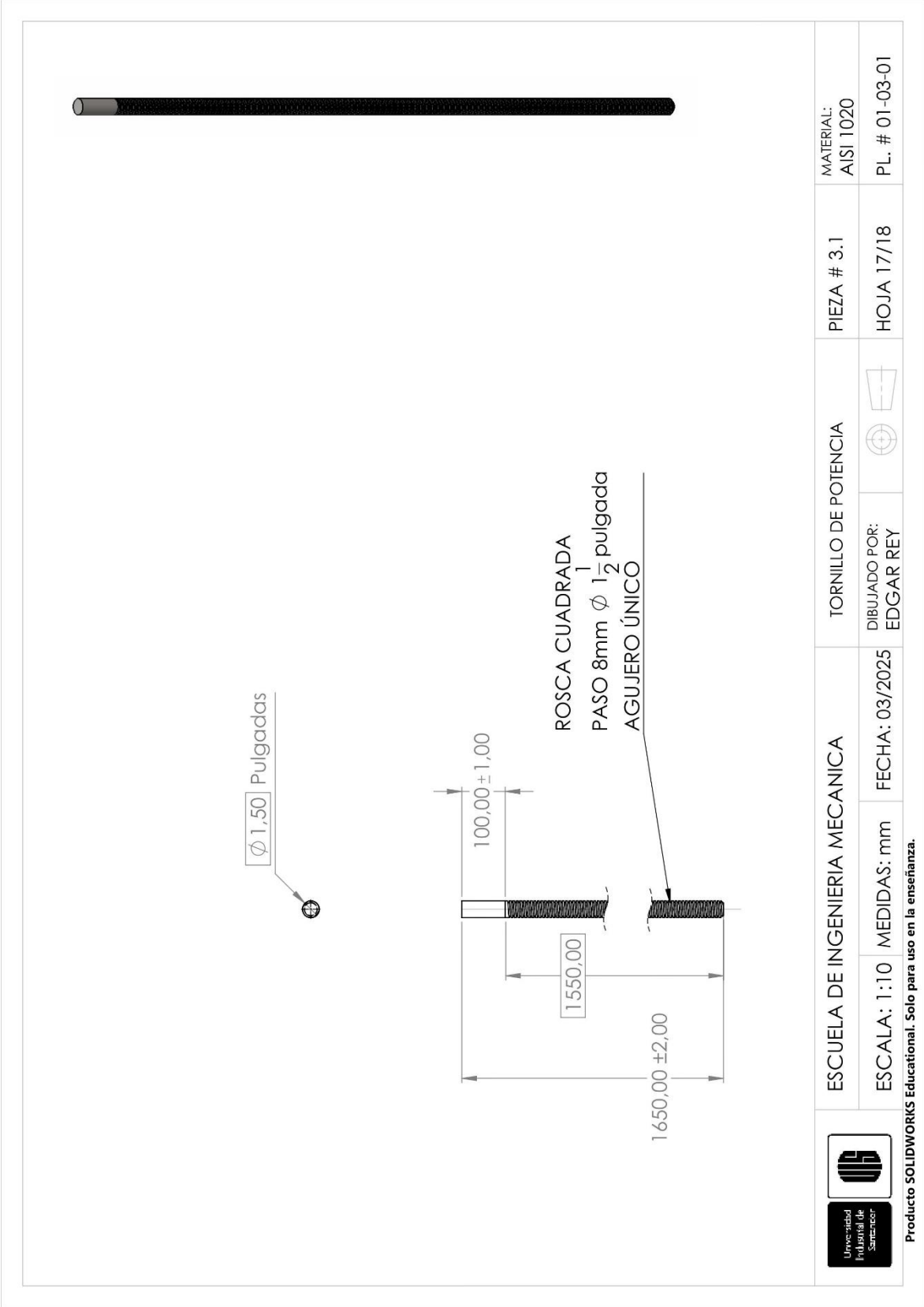
60,00

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		BUJE DE TUERCA		PIEZA # 2.8	MATERIAL: Manija; Barra M10
	ESCALA: 1:1	MEDIDAS: mm	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 15/18	PL. # 01-02-08	

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

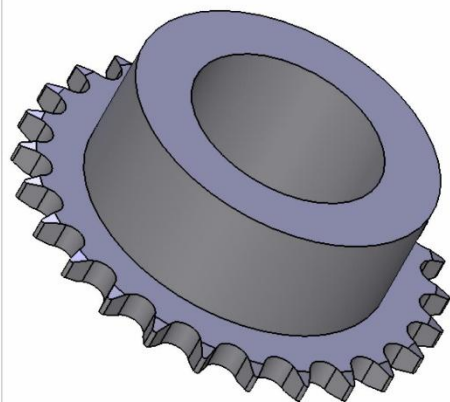
1.2	PIÑON CONDUCCIDO	1	06826
1.1	TORNILLO DE POTENCIA	1	AISI 1020
Nº	NOMBRE	CANT	OBSERVACIONES
<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
ESCALA: 1:10 TORNILLO DE POTENCIA			
	DIBUJADO POR: EDGAR REY	2025-03	PIEZA Nº
FORMATO A3	REVISADO POR: JORGE JAIMES		HOJA 16/18
MEDIDAS EN: MILIMETROS		MATERIAL: PL. Nº 01-03-00	

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

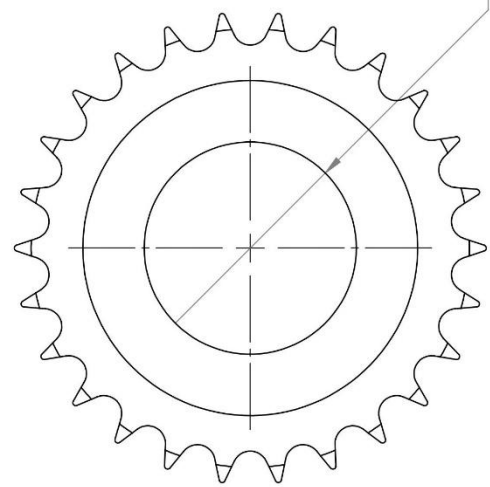
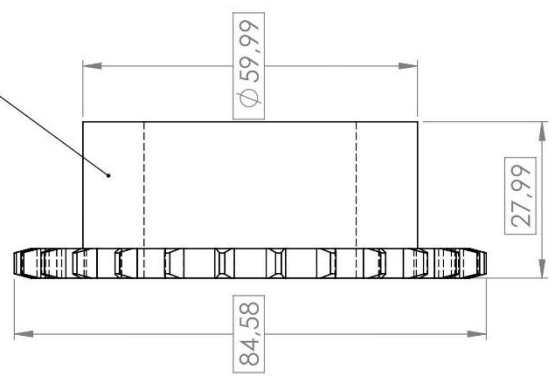


	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		TORNILLO DE POTENCIA		PIEZA # 3.1	MATERIAL: AISI 1020
	ESCALA: 1:10	MEDIDAS: mm	FECHA: 03/2025	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 17/18	PL. # 01-03-01

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



SPROCKET 06B26



NOTA: mecanizar el agujero interno hasta el diametro indicado en el plano

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		PIÑON CONDUCIDO	PIEZA # 3.2	REFERENCIA: 06B26
	ESCALA: 1:1	MEDIDAS: mm	FECHA: 03/2025	DIBUJADO POR: EDGAR REY	HOJA 18/18

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.