Universidad Zaragoza
1542

Trabajo Fin de Grado

CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LAS TRANSMISIONES DE UNA ESCALERA MECÁNICA

CALCULATION AND ANALYSIS OF THE TRANSMISSIONS OF ESCALATOR

Autor

AHMAD UBAIDILLAH BIN MOHAMED RAFIE

Directora

PAULA CANALÍS MARTÍNEZ

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA, UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA
JUNIO 2019

TRABAJOS DE FIN DE GRADO / FIN DE MÁSTER

Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe entregarse en la Secretaría de la EINA, dentro del plazo de depósito del TFG/TFM para su evaluación).

D./Dª. Ahmad Ubaidillah Bin Mohamed Rafie ,en aplicación de lo dispuesto en el art. 14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza, Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster) Grado (Título del Trabajo)

CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LAS TRANSMISIONES DE UNA ESCALERA MECÁNICA.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 14 de junio de 2019

Fdo: Ahmad Ubaidillah Bin Mohamed Rafie

RESUMEN

Este proyecto trata sobre el Cálculo y Análisis de Las Transmisiones de Una Escalera Mecánica y se enfoca en el estudio, análisis y cálculo de las transmisiones de una escalera mecánica de marca Schindler modelo 9300 AE. Para ello, en este trabajo se utiliza su catálogo para realizar los cálculos de las transmisiones.

En primer lugar, a partir del catálogo se obtienen los datos necesarios para calcular las transmisiones de la escalera. A continuación, se calculan las transmisiones en el caso más desfavorable, el cual se produce cuando el número de pasajeros sea máximo. A partir de los cálculos de las transmisiones, se selecciona el motor adecuado y se hace un análisis de las opciones del reductor que va a trabajar junto con el motor seleccionado. En el análisis mencionado se incluye el análisis de fallo por flexión y el análisis de fallo por desgaste.

En segundo lugar, se comparan todos los diseños que se han elaborado para elegir el mejor. Las comparaciones principalmente se enfocan en las dimensiones, el rendimiento, la potencia y la vida útil. Entre todas estas comparaciones, se selecciona la mejor y se continúa con los cálculos del eje y el análisis de la fatiga.

Por último, se modela cada pieza del reductor en 3D y se ensambla para mostrar el reductor completo que se diseña en este proyecto. Además, se hace un estudio estático de cada parte para comprobar que las tensiones de Von Mises máximas sean iguales a las tensiones calculadas de cada parte. Seguidamente, se dibujan los planos de cada pieza modelada y el plano del ensamblaje del reductor completo.

MEMORIA

ÍNDICES

1. INTRODUCCIÓN 7
1.1. TEMA OBJETO DEL PROYECTO 7
1.2. MOTIVACIÓN Y JUSTIFICACIÓN 8
1.3. FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA 8
2. CARACTERÍSTICAS DE LA ESCALERA MECÁNICA 10
2.1. DATOS DE LA ESCALERA EN EL CATÁLOGO 10
2.2. NÚMERO DE ESCALONES/ESCALERAS 12
2.3. CÁLCULOS DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN 13
2.4. ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA NECESARIA 14
2.5. VELOCIDAD ANGULAR DEL MOTOR 14
3. ANÁLISIS DE LAS OPCIONES DEL REDUCTOR 17
3.1. REDUCTOR CON ENGRANAJES RECTOS DE DOS ETAPAS 17
3.1.1. Asignación del motor del reductor con engranajes rectos 17
3.1.2. Características diseñadas 19
3.1.3. Cálculo a flexión de la primera etapa 21
3.1.4. Cálculo a desgaste de la primera etapa 23
3.1.5. Cálculo a flexión de la segunda etapa 24
3.1.6. Cálculo a desgaste de la segunda etapa 26
3.2. REDUCTOR CON ENGRANAJE DE TORNILLO SIN FIN Y RUEDA HELICOIDAL 27
3.2.1. Asignación del motor de reductor con engranaje de tornillo sin fin 27
3.2.2. Características diseñadas 28
3.2.3. Cálculos de otras magnitudes fundamentales 29
3.2.4. Cálculos de las cargas transmitidas 30
3.2.5. Cálculo de la flexión 31
3.2.6. Cálculo del desgaste 33
3.3. COMPARACIÓN DE AMBOS DISEÑOS 35
3.3.1. Dimensiones 35
3.3.2. Rendimiento y potencia 35
3.3.3. Vida útil 35
4. CÁLCULO Y DISEÑO DEL REDUCTOR 37
5. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS 37
6. PLANOS 37
7. CONCLUSIONES 38
7.1. CONCLUSIONES DEL PROYECTO 38
7.2. APORTE DEL PROYECTO AL AUTOR 39
8. REFERENCIAS 40
9. ANEXOS 42
9.1. ANEXO 1: CÁLCULO Y DISEÑO DEL REDUCTOR 42
9.1.1. Selección del material del engranaje 42
9.1.2. Diseño del eje 1 42
9.1.3. Selección de los rodamientos A y B 47
9.1.4. Diseño del eje 2 50
9.1.5. Selección de los rodamientos C y D 56
9.1.6. Cálculo de la fatiga 59

9.1.7. Cálculo de la chaveta 62
9.1.8. Conclusiones 63
9.2. ANEXO 2: CATÁLOGOS DE LOS RODAMIENTOS 64
9.3. ANEXO 3: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS 66
9.3.1. Simulación y análisis del engranaje de tornillo sin fin 66
9.3.2. Simulación y análisis de la rueda 70
9.3.3. Simulación y análisis del eje de la rueda 74
9.3.4. Ensamblaje 77
9.4. ANEXO 4: PLANOS 78
9.4.1. Plano de engranaje del tornillo sin fin 78
9.4.2. Plano de la rueda 79
9.4.3. Plano de la chaveta 80
9.4.4. Plano del eje 2 81
9.4.5. Rodamiento A 82
9.4.6. Rodamiento B 83
9.4.7. Rodamiento C 84
9.4.8. Rodamiento D 85
9.4.9. Plano del reductor completo 86

1. INTRODUCCIÓN

1.1. TEMA OBJETO DEL PROYECTO

Una escalera mecánica es una máquina muy común en un centro comercial. Simplemente, con una conversión de energía eléctrica a energía mecánica, esta máquina es capaz de mover pasajeros desde una planta a la otra.

El objetivo de este proyecto es llevar a cabo un estudio, análisis y cálculo de las transmisiones de una escalera mecánica de marca Schindler modelo 9300 AE. Esta máquina tiene una altura de 5m, longitud total de 15,57m y anchura de 1m. Con estas dimensiones, se puede estimar el número de pasajeros máximos en un instante determinado y así estimar la carga máxima a la que tiene que trabajar la escalera. Según los cálculos de las transmisiones, se puede diseñar el reductor adecuado de la misma y seleccionar los rodamientos adecuados para trabajar junto con el reductor diseñado.

El fabricante Schindler dispone de un catálogo online para la identificación de las piezas. No obstante, este catálogo no aporta dimensiones del reductor ni ninguna información sobre su motor, pero sí tiene las dimensiones de las escaleras. Para resolver esta carencia se ha procedido a calcular las transmisiones de la máquina, a dimensionar un reductor adecuado y a seleccionar un motor.

Primero, se diseña el reductor con un reductor de engranajes rectos de dos etapas porque el engranaje recto tiene un rendimiento del 100%. Sin embargo, este tipo de reductor falla por desgaste. A continuación, se diseña el reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal. Aunque su rendimiento no es del 100%, no falla ni a flexión ni por desgaste. La figura de abajo es un ejemplo del reductor y del motor de una escalera mecánica que se ha diseñado para las paradas del metro en Londres, Washington y Nueva York (Transit Escalator Drive Solutions, n.d.).

Figura 1.1: El ejemplo del reductor de la escalera mecánica

Este proyecto básicamente tiene dos fases del diseño del reductor, que son:

1) Calcular teóricamente las cargas máximas en cada pieza. Después, diseñar las dimensiones adecuadas y seleccionar los materiales que cumplen las cargas aplicadas.
2) Hacer la simulación del reductor diseñado con SolidWorks y comprobar que los resultados del análisis son parecidos a los de la primera fase.

1.2. MOTIVACIÓN Y JUSTIFICACIÓN

La elección de este trabajo de fin de grado se debe tanto a mi curiosidad sobre las transmisiones de una escalera mecánica como al interés sobre diseño que desarrollé cuando estudié las asignaturas de Criterios de Diseño de Máquinas y Cálculo de Elementos de Máquinas. Mi directora, Paula Canalís Martínez, me impartió clase en ambas asignaturas.

Cada día, hay 4 millones usuarios de escaleras mecánicas en las estaciones del metro de Londres. Por eso, he pensado que la escalera mecánica tiene un rol muy importante en nuestra vida diaria, lo que sería motivo suficiente para investigar más como mejorar este tipo de máquina.

1.3. FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

El principio del funcionamiento de una escalera mecánica es un par de cadenas enrolladas alrededor de dos pares de engranajes. Un motor eléctrico gira los engranajes de transmisión en la parte superior, lo que hace girar los bucles de la cadena. Una escalera mecánica típica utiliza un motor de 100 caballos de fuerza para girar los engranajes. El sistema del motor y la cadena están alojados dentro de la armadura, una estructura metálica que se extiende entre dos pisos.

En lugar de mover una superficie plana, como en una cinta transportadora, los lazos de la cadena mueven una serie de escalones o peldaños. Lo interesante de una escalera mecánica es la forma en la que se mueven estos escalones. A medida que las cadenas se mueven, los peldaños siempre se mantienen nivelados. En la parte superior e inferior de la escalera mecánica, los escalones se pliegan uno sobre el otro, creando una plataforma plana. Esto hace que sea más fácil subir y bajar de la escalera mecánica. En el diagrama mostrado a continuación, se puede ver el funcionamiento de la escalera mecánica.

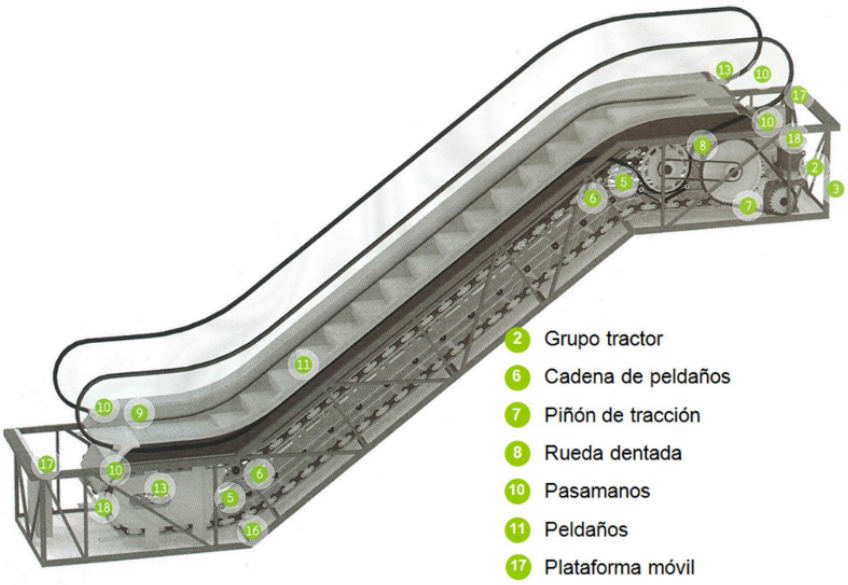


Figura 1.2: Detalles de la escalera mecánica

Además, al girar los lazos de la cadena principal, el motor eléctrico de la escalera mecánica también mueve los pasamanos. La barandilla es, simplemente, una cinta transportadora de goma que se enrolla alrededor de una serie de ruedas. Esta correa está configurada de manera precisa para que se mueva exactamente a la misma velocidad que los pasos, para dar estabilidad a los pasajeros. Una parte de la energía eléctrica empleada en mover la escalera se utiliza para esta parte.

El sistema de escaleras mecánicas no es tan adecuado como un ascensor para elevar a docenas de pasajeros, pero es mucho mejor para mover personas a corta distancia. Esto se debe a la alta tasa de carga de la escalera mecánica. Una vez que se llena el ascensor, hay que esperar a que llegue a un piso determinado y regrese antes de que alguien más pueda subir; mientras que en una escalera mecánica, tan pronto como carga una persona, hay espacio para otra.

2. CARACTERÍSTICAS DE LA ESCALERA MECÁNICA

2.1. DATOS DE LA ESCALERA EN EL CATÁLOGO

En este proyecto se elige la escalera mecánica de marca Schindler de tipo 9300 AE (10-30°) con una altura de 5m y la anchura de 1m. Primero, a partir de sus dimensiones, se puede estimar la carga máxima con la que trabaja esta máquina. Después, según sus relaciones de transmisión, se puede elegir el motor más adecuado a trabajar junto con esta máquina. En las tablas de abajo (Schindler 9300 catalogue) se pueden ver sus características:

Tabla 2.1: Dimensiones de la escalera

A: Step width	600	800	1000
B: Width between handrails	758	958	1158
C: Handrail center distance	838	1038	1238
D: Width of escalator	1140	1340	1540
E: Width of well	1200	1400	1600
Hmax.[a]: Maximum rise	12000	9300	8000

Step Width A mm	Rise H mm	Weight kN	Support loads R1 kN	R2 kN	Transport Dimensions Balustrade height 1000 h[b]	l
600	3000	61	50	43	2850	11610
	3500	64	53	46	2880	12590
	4000	68	56	49	2910	13580
	4500	71	59	52	2930	14570
	5000	74	62	55	2950	15570
	5500	78	65	58	2970	16560
	6000	81	68	61	[a]	[a]
800	3000	64	57	50	2850	11610
	3500	68	61	53	2880	12590
	4000	71	64	57	2910	13580
	4500	75	68	60	2930	14570
	5000	78	71	64	2950	15570
	5500	85	77	69	2970	16560
	6000	89	80	72	[a]	[a]
1000	3000	68	65	57	2850	11610
	3500	72	69	61	2880	12590
	4000	76	73	65	2910	13580
	4500	82	78	70	2930	14570
	5000	86	82	75	2950	15570
	5500	90	87	79	2970	16560
	6000	94	91	83	[a]	[a]

All dimensions in mm. Observe national regulations! Subject to change.

Schindler 9300
30° inclination, rise up to 8.5 m

Balustrade:
design E

Balustrade height:
900 / 1,000 / 1,100 mm

Step width:
600 / 800 / 1,000 mm

Step run:
3 horizontal steps

Transition radius:
top/bottom: 1.0 m / 1.0 m

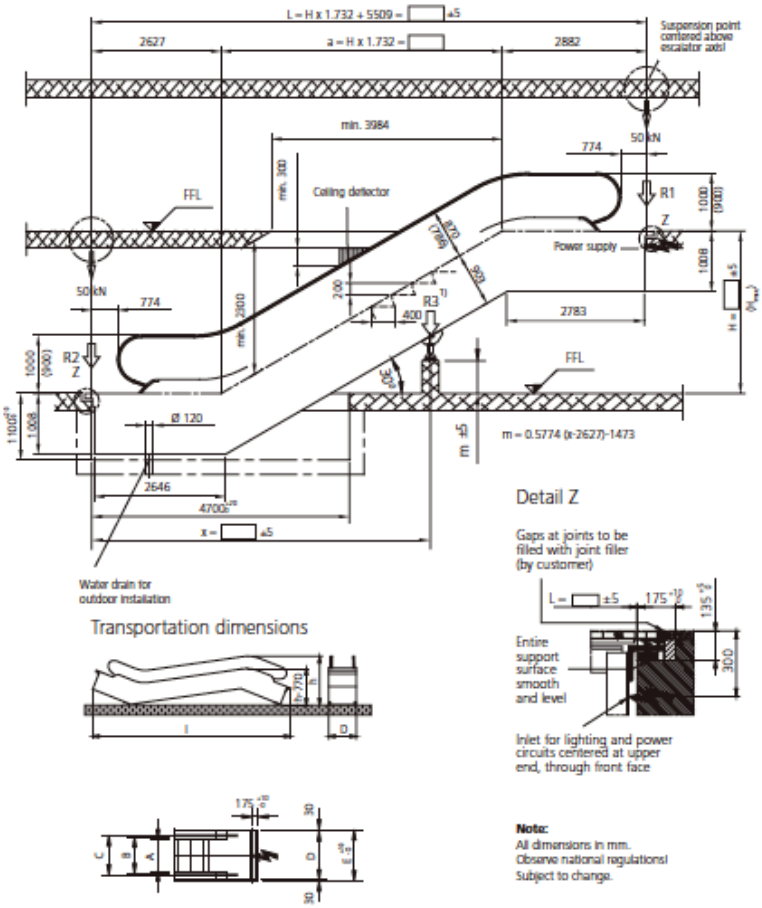


Figura 2.1: Los planos de la escalera

También en su catálogo (Schindler 9300 Brochure) se indica que cada escalón tiene un peso de 10 kg.

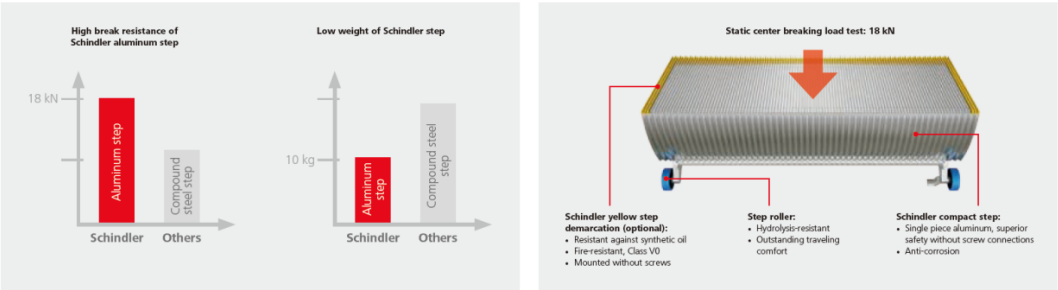


Figura 2.2: El peso de cada escalón

En resumen, los datos obtenidos a partir del catálogo son:

- Anchura de la escalera : 1000mm
- Altura de la escalera : 5000mm
- Pendiente : 30°
- Peso de cada escalón : 10kg
- Velocidad : 0,4 – 0,5 ms^{-1}
- Altura de cada escalón : 200mm

En la parte de cálculo, se utiliza una velocidad igual a $0{,}5ms^{-1}$ porque es lo más desfavorable.

2.2. NÚMERO DE ESCALONES/ESCALERAS

Como cada escalón tiene un peso de 10kg y no se puede despreciar respecto al peso de los pasajeros, que es de 75kg/pasajero, también se debe tener en cuenta el peso de los escalones. Según el catálogo, cada escalón tiene un peso de 10kg y una altura de 200mm (= 0,2m). Como también se sabe la altura total de la escalera, el número de escalones es:

$$\text{Número de escalones} = \frac{Altura\ de\ la\ escalera}{Altura\ de\ un\ escalón} = \frac{5000\ [mm]}{200\ [mm/escalón]} = 25 \text{ escalones}$$

En la figura 2.3, se muestra que cada plataforma plana tiene tres escalones; por tanto, se puede asumir que el número total de escalones de la escalera es:

$N^{o}_{\text{total de escalones de la escalera}} = 2 \cdot 3$ (escalones en la plataforma plana de arriba y de abajo) + 25
= 31 escalones

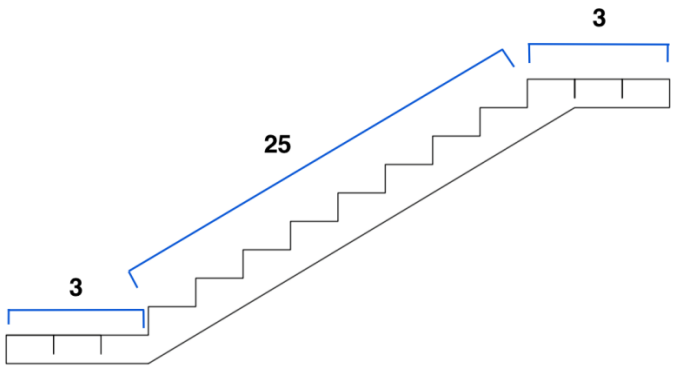


Figura 2.3: Plano de los escalones

2.3. CÁLCULOS DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN

1. Carga de los pasajeros:

En el libro (Miravete, Larrodé, Castejón, & Cuartero, 2014) se dice que si la anchura de la escalera mecánica es igual a 1000mm, se puede estimar que en cada escalón hay dos pasajeros. Se considera una estimación del peso de cada pasajero de 75kg.

$$F_{pasajeros} = 31\ [\text{escalones}] \cdot 2\ [\frac{pasajeros}{escalon}] \cdot 75\ [\frac{kg}{pasajeros}] \cdot 9{,}8\ [\frac{m}{s^2}]$$
$$= 45.570\ \text{N}$$

2. Carga de los escalones

$$F_{escalones} = 10[\frac{kg}{escalón}] \cdot 31\ [\text{escalones}] \cdot 9{,}8\ [\frac{m}{s^2}]$$
$$= 3.038\ \text{N}$$

3. Carga total

$$F_{total} = F_{pasajeros} + F_{escalones}$$
$$= 48.608\ \text{N}$$

Con el objetivo de seleccionar un motor adecuado para nuestra máquina, tenemos que saber la potencia utilizada, su velocidad angular y el momento máximo con el que va a trabajar el motor. Para estimar la potencia máxima de este motor, tenemos que tener claras las transmisiones de las cargas en las escaleras.

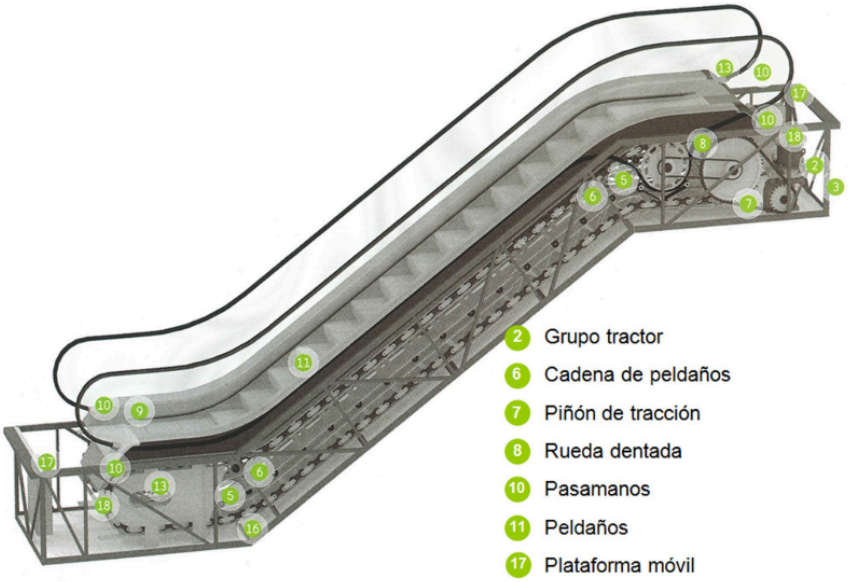


Figura 2.4: Detalles de la escalera mecánica

El motor se conecta con el reductor que será diseñado en este proyecto. Un piñón de tracción (7) en la salida del reductor se conecta con una rueda dentada (8) mediante una cadena. En el mismo eje de la rueda dentada (8), se conecta un piñón de tracción con otro piñón para girar el eje de transmisión del pasamanos (5). Los pasamanos giran por causa de la cadena de peldaños (6). Para girar los escalones, se conectan las ruedas dentadas (8) arriba y abajo en ambos lados mediante una cadena.

2.4. ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA NECESARIA

Como nos falta conocer la potencia necesaria para girar los pasamanos, se estima una potencia de 4kW como se indica en (Al-Sharif, 1999). Otros datos que se necesitan son:

velocidad de la escalera $= 0{,}5\ ms^{-1}$
$F_{total} = 48.608\ N$

Con estos tres datos, se puede calcular la potencia máxima a la que va a trabajar el motor mediante la siguiente expresión.

$$P_{carga\ max} = 48{,}608\ [kN] \cdot 0{,}5\ [ms^{-1}] + 4\ [kW] = 28{,}3\ kW$$

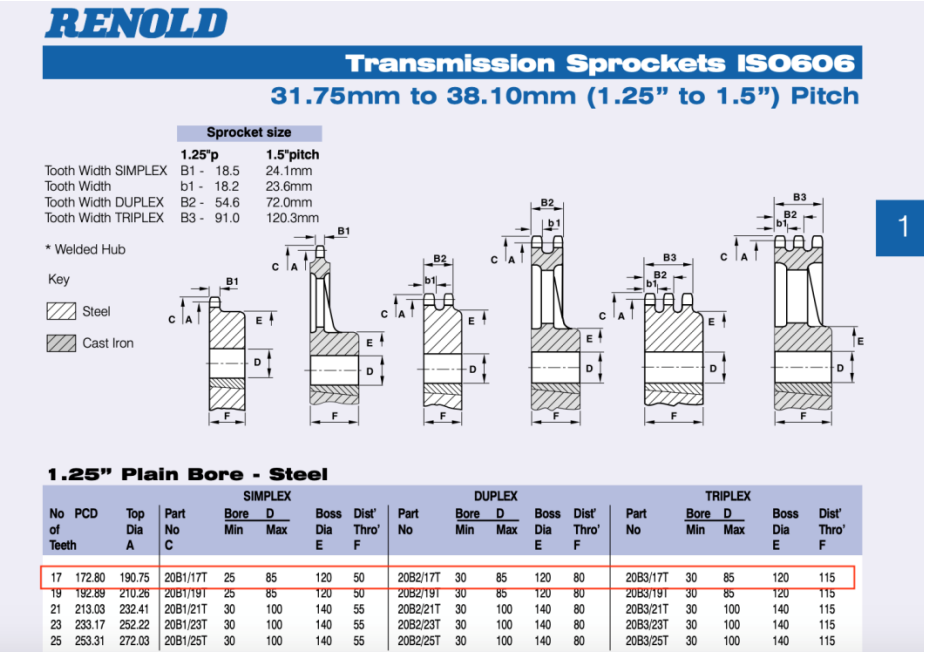
2.5. VELOCIDAD ANGULAR DEL MOTOR

Desde el catálogo (Schindler catalog) sabemos que el piñón (7) es de tipo SCT394001.

Part Number	Description	Schindler Model
SCT315158	Broken Chain Contact Right (SWT241064)	SWT
SCT315159	Broken Chain Contact Left	SWT
SMT898877	Broken Chain Contact Complete	
SMT898878	Broken Chain Contact Complete	
SMH405467	Chain Cover	
SMS884886	Chain Link	
SMT244922	Flywheel H-28	
NKA462694	Roller Chain	
SEK498064	1000 Mm Headshaft Axle	
SWK770020	Headshaft Assembly 600mm	
SWK770021	Headshaft Assembly 800	
SWK770022	Headshaft Assembly 1000 New	
SCT394001	9300-10 Sprocket (17 Teeth) 90fpm	9300, SWE, SWT, SWU, SDG, SDS, EWE, EWG
SMK405149	Step Chain Sprocket 9000	9300
SMK405151	Handrail Drive Chain Sprocket	9300

Figura 2.5: Dato del piñón de la escalera

Según la referencia de la página web (Drive Chain Sprocket, n.d.), el código para este tipo de piñón es 20B-2 17T. Refiriéndonos a su catálogo (Renold Transmission Chain), su diámetro PCD sería de 172,8mm.



RENOLD

Transmission Sprockets ISO606

31.75mm to 38.10mm (1.25" to 1.5") Pitch

Sprocket size	1.25"p	1.5"pitch
Tooth Width SIMPLEX	B1 - 18.5	24.1mm
Tooth Width	b1 - 18.2	23.6mm
Tooth Width DUPLEX	B2 - 54.6	72.0mm
Tooth Width TRIPLEX	B3 - 91.0	120.3mm

* Welded Hub

Key

Steel

Cast Iron

1.25" Plain Bore - Steel

			SIMPLEX					DUPLEX					TRIPLEX				
No of Teeth	PCD	Top Dia A	Part No C	Bore Min	D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	Part No	Bore Min	D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	Part No	Bore Min	D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F
17	172.80	190.75	20B1/17T	25	85	120	50	20B2/17T	30	85	120	80	20B3/17T	30	85	120	115
19	192.89	210.26	20B1/19T	25	85	120	50	20B2/19T	30	85	120	80	20B3/19T	30	85	120	115
21	213.03	232.41	20B1/21T	30	100	140	55	20B2/21T	30	100	140	80	20B3/21T	30	100	140	115
23	233.17	252.22	20B1/23T	30	100	140	55	20B2/23T	30	100	140	80	20B3/23T	30	100	140	115
25	253.31	272.03	20B1/25T	30	100	140	55	20B2/25T	30	100	140	80	20B3/25T	30	100	140	115

Figura 2.6: Las dimensiones del piñón

Como nos falta la información sobre el diámetro de la rueda dentada de arriba (8) y de abajo, se puede sacar una relación de transmisión desde la foto real de esta transmisión que se puede encontrar en el catálogo (Schindler 9300 catalogue).

Figura 2.7: Foto real del piñón y la rueda de la escalera

Según la figura 2.7, el diámetro de la rueda dentada es 4 veces el del piñón. Según el libro (Miravete, Larrodé, Castejón, & Cuartero, 2014), la relación de transmisión entre el piñón y la rueda dentada en una escalera mecánica tiene que ser entre 2 a 8 y esto se cumple en nuestro caso. Por tanto, se puede calcular el diámetro de la rueda dentada de arriba y de abajo, que es:

$$\text{Ø}_{\text{rueda dentada}} = 172{,}8\ [\text{mm}] \cdot 4 = 691{,}2 \approx 690\ [\text{mm}]$$

Se sabe que la velocidad lineal de la escalera es 0,5m/s. Esta velocidad es igual a la velocidad lineal de la rueda dentada (número 8 en la figura 2.4) porque esta rueda es la que gira la escalera. Con el diámetro de la rueda dentada y la velocidad lineal igual a 0,5 ms^{-1}, se calcula la velocidad angular con la siguiente expresión.

$\omega = \frac{v}{r}$ v es velocidad lineal y r es radio

$\omega_{\text{rueda dentada}} = \frac{0{,}5\,[\frac{m}{s}]}{0{,}69/_{2}[m]} = 1{,}45\,[\frac{rad}{s}]$

$n_{\text{rueda dentada}} = \omega_{\text{rueda dentada}}\,[\text{rad/s}] \cdot \frac{60}{2\pi}\,[\frac{s}{min} \cdot \frac{rev}{rad}]$

$= 1{,}45\,[\frac{rad}{s}] \cdot \frac{60}{2\pi}\,[\frac{s}{min} \cdot \frac{rev}{rad}]$

$= 13{,}84\,[\text{rpm}]$

$n_{\text{piñón}} = n_{\text{rueda dentada}} \cdot i$

$= 13{,}84\,[\text{rpm}] \cdot 4$

$= 55{,}35\,\text{rpm}$

$n_{\text{motor}} = n_{\text{piñón}} \cdot i_{\text{reductor}}$ i_{reductor} que será diseñado igual a 25

$= 55{,}35\,[\text{rpm}] \cdot 25$

$= 1383{,}75\,\text{rpm}$

3. ANÁLISIS DE LAS OPCIONES DEL REDUCTOR

Un único reductor tiene decenas incógnitas incluyendo sus dimensiones, materiales usados, características y relación de transmisión. Por eso, hay que determinar algunas de ellas. En este proyecto las incógnitas se determinan son las dimensiones porque ya se tiene claro que el espacio intersticial entre dos plantas tiene una altura de 1,5m (Aoki, 2004). Entonces, se dimensiona el reductor según este espacio límite y las cargas transmitidas.

Un espacio intersticial es un espacio intermedio ubicado entre dos pisos de uso regular, comúnmente ubicados en hospitales y edificios tipo laboratorio para permitir espacio para los sistemas mecánicos del edificio. La figura de abajo es un ejemplo de espacio intersticial.

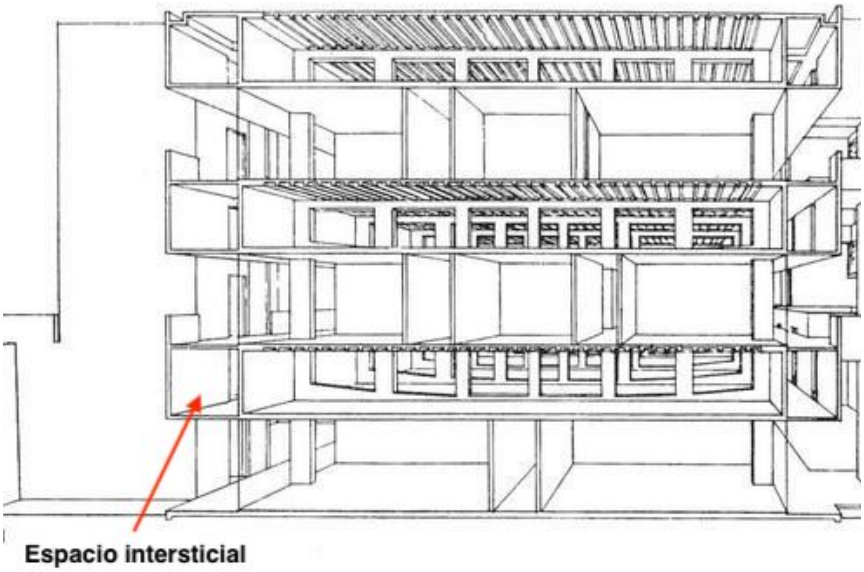


Figura 3.1: Posición del espacio intersticial

En este proyecto, se van a analizar dos posibles reductores que tienen la misma relación de transmisión. Primero el reductor con engranajes rectos de dos etapas y el segundo es el reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal. Al final, se comparan ambos diseños.

3.1. REDUCTOR CON ENGRANAJES RECTOS DE DOS ETAPAS

3.1.1. Asignación del motor del reductor con engranajes rectos

Antes de nada, se debe asignar un motor adecuado al reductor porque las transmisiones van del motor a la escalera. En la parte de cálculo se utilizarán los datos del motor. Para asignar el motor, al menos es necesario conocer la potencia, la velocidad angular y el par con los que se trabaja el motor.

Para calcular la potencia del motor, se necesita el rendimiento del sistema. El primer paso sería calcular el rendimiento. En la tabla siguiente, se simplifican los rendimientos de cada transmisión.

Tabla 3.1: Lista de los rendimientos según sus transmisiones de engranajes rectas

Transmisión	Eficiencia	Se conecta/n	Número de transmisiones
Cadena	0,96 (Eficiencia energética en la industria aimenticia, 2018)	- Entre el piñón (7) y la rueda dentada (8) - Entre el piñón en el eje de la rueda dentada y otro piñón en el eje del pasamanos - Entre las ruedas dentadas (8) de abajo y de arriba en el lado izquierdo - Entre las ruedas dentadas (8) de abajo y de arriba en lado derecho	4
Correa	0,96 (Eficiencia energética en la industria aimenticia, 2018)	- Al pasamanos derecho - Al pasamanos izquierdo	2
Engranajes rectos	1,0 (Canalís Martinez, 2018)	- Al reductor	2

El rendimiento total será:

$$\eta_{Total,1} = 0{,}96^4 \cdot 0{,}96^2 \cdot 1{,}0^2 = 0{,}78\ (78\%)$$

En todas máquinas existen pérdidas de las potencias o energías en forma de calor y/o ruido. Lo mismo le ocurre a nuestra máquina, que normalmente pierde la energía en forma calor. Para saber cuánto es la potencia que tiene que generar el motor, se utiliza la fórmula.

$$P' = \frac{P}{\eta}$$

$$P'_{max,1} = \frac{28{,}3\ [kW]}{0{,}78} = 36{,}28\ \text{kW}$$

Ahora, se puede calcular el par máximo a partir de la potencia máxima y velocidad angular con la siguiente expresión:

$$M_m\ [\text{Nm}] = \frac{9550 \cdot P\ [kW]}{n\ [rpm]}$$

$$M_{m,1}\ [\text{Nm}] = \frac{9550 \cdot 36{,}28\ [kW]}{1383{,}75\ [rpm]} = 250{,}39\ \text{Nm}$$

Con los datos obtenidos, ya se puede asignar un motor adecuado a este sistema.

- $P_{max,1}$ = 36,28 kW
- n_m = 1383,75 rpm
- $M_{m,1}$ = 250,39 Nm

Según el catálogo (Low Voltage General Purpose);

Tabla 3.2: Características de los motores

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency Full load 100%	Efficiency 3/4 load 75%	Power factor cos φ 100%	Current I_N A	Current I_s/I_N	Torque T_N Nm	Torque T_s/T_N	Torque T_{max}/T_N
1500 r/min = 4-poles			**400 V 50 Hz**				**Basic design**				
0.06	**M2VA 56 A**	3GVA 052 001-••A	1340	51.1	45.8	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2
0.09	**M2VA 56 B**	3GVA 052 002-••A	1370	55.5	50.2	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9
0.12	**M2VA 63 A**	3GVA 062 001-••A	1400	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6
0.18	**M2VA 63 B**	3GVA 062 002-••A	1380	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6
0.25	**M2VA 71 A**	3GVA 072 001-••C	1410	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	1.71	2.7	2.9
0.37	**M2VA 71 B**	3GVA 072 002-••C	1420	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	2.51	2.6	2.8
0.55	**M2VA 80 A**	3GVA 082 001-••B	1390	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	3.75	2.6	2.9
0.75	**M2VA 80 B**	3GVA 082 002-••B	1410	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5.08	3.5	3.9
1.1	**M2AA 90 S**	3GAA 092 001-••E	1410	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	7.5	2.2	2.7
1.5	**M2AA 90 L**	3GAA 092 002-••E	1420	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	10	2.4	2.9
2.2	**M2AA 100 LA**	3GAA 102 001-••E	1430	83.0	82.7	0.81	4.8	5.5	15	2.4	2.9
3	**M2AA 100 LB**	3GAA 102 002-••E	1430	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	20	2.5	2.9
4	**M2AA 112 M**	3GAA 112 001-••A	1435	84.5	85.5	0.80	8.6	7.0	27	2.8	3.0
5.5	**M2AA 132 S**	3GAA 132 001-••A	1450	87.0	87.0	0.83	11.1	7.3	36	2.2	3.0
7.5	**M2AA 132 M**	3GAA 132 002-••A	1450	88.0	88.0	0.83	14.8	7.9	49	2.5	3.2
11 [2]	**M2AA 160 M**	3GAA 162 111-••A	1460	89.1	89.8	0.81	22	6.5	72	2.7	2.6
15 [2]	**M2AA 160 L**	3GAA 162 112-••A	1460	90.4	91.0	0.82	29	7.1	98	2.7	3.3
18.5 [2]	**M2AA 180 M**	3GAA 182 111-••A	1460	91.1	91.5	0.81	36.5	7.6	121	3.1	3.5
22 [2]	**M2AA 180 L**	3GAA 182 112-••A	1460	91.8	92.3	0.82	42	7.9	143	3.0	3.8
30 [2]	**M2AA 200 L**	3GAA 202 011-••A	1470	92.0	92.1	0.80	59	7.8	195	3.0	3.4
37 [2]	**M2AA 225 S**	3GAA 222 011-••A	1475	92.8	93.0	0.85	68	6.8	240	3.0	3.1
45 [2]	**M2AA 225 M**	3GAA 222 012-••A	1475	93.0	93.1	0.84	84	8.1	291	3.5	3.2
55 [2]	**M2AA 250 M**	3GAA 252 011-••A	1475	93.7	94.3	0.84	98	6.8	356	2.5	2.6

[2] Temperature rise class F for 380 V 50 Hz.

El motor será M2AA de 4 polos con las siguientes características:

1) P = 45 kW
2) n = 1475 rpm
3) M_m = 291 Nm

Las características del motor elegido cumplen los requisitos de nuestra máquina. A continuación, se diseñan los reductores utilizando los datos de los motores elegidos porque la transmisión es del motor a la escalera mecánica.

3.1.2. Características diseñadas

Como se ha dicho antes, las incógnitas que se determinan son de las dimensiones. Las dimensiones propuestas son aproximadas, de forma que permitan cubrir el área o espacio intersticial.

Las incógnitas que se determinan son:

- $i_{1/2}$ = 4
- $i_{2/3}$ = 6,25

$i = i_{1/2} \cdot i_{2/3} = 25$

- D_{P1} = 80
- D_{P2} = 320
- D_{P3} = 84
- D_{P4} = 525
- α = 20°
- δ = 15
- M_m = 291 Nm
- n_m = 1475 rpm

i es la relación de transmisión, D_P es el diámetro primitivo del engranaje, α es el ángulo de presión y δ es la rigidez. M_m es el par del motor y n_m es la velocidad angular del motor.

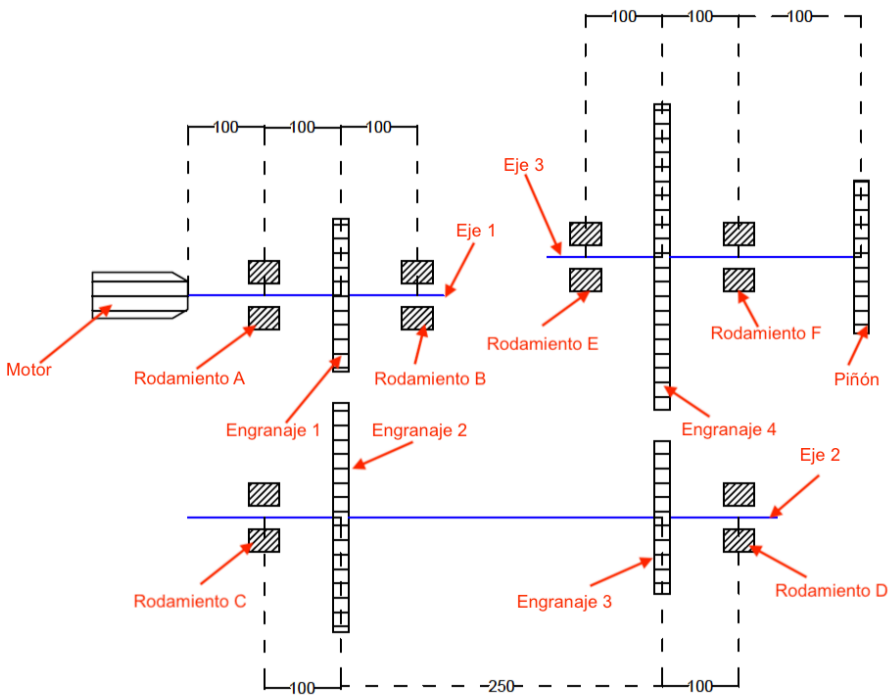


Figura 3.2: Dimensiones del reductor con engranajes rectos

Se puede ver que la altura máxima en este caso sería $D_4 + D_3 + (\frac{D_2 - D_3}{2})$ igual a 727mm y se puede instalar el reductor con esta dimensión en intersticial espacio.

3.1.3. Cálculo a flexión de la primera etapa

En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal (Ortiz Berrocal, 1991). La fórmula utilizada para el cálculo de la flexión que se ha derivado de la Teoría de Von Mises es;

$$M = 0{,}80 \cdot \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot D_{P1} \cdot y \cdot \sigma_{adm}}}$$

La fórmula nos dice que cuanto mayor es el módulo (M), menor será la tensión admisible del engranaje (σ_{adm}). Por lo tanto, se utiliza un valor de M lo más alto posible para tener la menor tensión admisible y así se tendrán más opciones del material que se puede asignar.

$$M = \frac{D_P}{Z}$$

M será mayor cuanto menor sea el número de dientes (Z). Con el objetivo de comprobar si existe algún material que se pueda asignar a los engranajes, se elige el que menos número de dientes tenga. Según la tabla (Canalís Martinez, 2018), para evitar la interferencia cuando la relación de transmisión es igual a 4, el número de dientes en el piñón tiene que ser al menos de 16. Por eso, el modulo será 5mm.

Tabla 3.3: Tabla número límite de dientes

Para un piñón con un ángulo de presión a = 20º, con un número de dientes inferior a 18		
Número de dientes en el piñón	Nº máximo de dientes en la rueda sin que se produzca interferencia	Relación de trasmisión límite aproximada
17	1309	77
16	101	6
15	45	3
14	26	2
13	16	1

Según la tabla del coeficiente de Lewis (Canalís Martinez, 2018), cuando el número de dientes es igual a 16, el coeficiente de Lewis (y) es igual a 0,094 con una altura normal de 20º.

Tabla 3.4: Tabla del coeficiente de Lewis

Factor de forma del diente o coeficiente de Lewis (y)

$$y = \frac{C_1 \cdot e \cdot \cos\alpha}{6 \cdot h \cdot \cos\beta}$$

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"

Nº de dientes	Altura normal 20º	Altura normal 14,5º o 15º	Diente corto 20º	Nº de dientes	Altura normal 20º	Altura normal 14,5º o 15º	Diente corto 20º
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154

M_{tc} es el par transmitido corregido y se puede calcular con la siguiente expresión:

$$M_{tc} = M_t \cdot f_d \cdot f_s$$

M_t es el par del motor. fs es factor de servicio. "Este coeficiente permite tener en cuenta la influencia del tipo de máquina que se esté accionado" (Canalís Martinez, 2018).
f_d es factor de esfuerzos dinámicos. "Este coeficiente permite tener en cuenta en el cálculo la calidad del engranaje" (Canalís Martinez, 2018).

- $f_s = 2$ porque si se activa el freno de emergencia, el sistema sufre un choque fuerte; el valor de de f_s según la tabla (Canalís Martinez, 2018), tiene que ser entre 1,50 – 2,00. En este cálculo, se utiliza f_s igual a 2 porque es el más desfavorable.

Tabla 3.5: Valores del factor servicio

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

- $f_d = 1 + \frac{V}{360}$ porque es un engranaje tallado, según la tabla (Canalís Martinez, 2018), la fórmula de f_d tiene que ser esta expresión.

Tabla 3.6: Fórmulas del factor de esfuerzos dinámicos

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sóla pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

V en m/min

$$V = n \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{P1}}{2} = 1475[\text{rpm}] \cdot 2\pi \cdot \frac{0{,}08[m]}{2} = 370{,}7 \text{ m/min}$$

$$f_d = 1 + \frac{370{,}7}{360} = 2{,}03$$

$$M_{tc} = 291 \cdot 2 \cdot 2{,}03 = 1.181{,}3 \text{ Nm}$$

Con los valores obtenidos, se puede sacar la σ_{adm}.

$$5[\text{mm}] = 0{,}80 \cdot \sqrt{\frac{1.181{,}3 \cdot 10^3[Nmm]}{15 \cdot 80[mm] \cdot 0{,}094 \cdot \sigma_{adm}[MPa]}}$$

$$\sigma_{adm} = 268 \text{ MPa}$$

Como la tensión admisible no es demasiado elevada, es posible asignar el material adecuado para estos engranajes sin tener fallo por flexión porque la mayor tensión admisible es la del F-153 igual a 390MPa.

3.1.4. Cálculo a desgaste de la primera etapa

El fallo por desgaste es el tipo de fallo cuya probabilidad de aparición se incrementa con el tiempo de operación o con el número de operaciones del elemento o de las tensiones aplicadas. Para evitar este tipo de fallo, se debe elegir el material adecuado para que soporte las cargas transmitidas. Las fórmulas del cálculo a desgaste de los engranajes rectos son:

$$K_r = 0{,}677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{\frac{1}{3}}}$$

$$W = \frac{Lh \cdot n \cdot 60}{10^6}$$

$$M = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc}}{K_r \cdot sen(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i}}$$

K_r es el coeficiente de presión de rodadura. HB es la dureza del material que se va a utilizar, pero es incógnita. E es el modulo elástico, igual a 210GPa para los aceros. W son los millones de vueltas que gira el engranaje, o el número de veces que se produce el contacto entre dientes. Lh es la duración en horas de funcionamiento. El reductor diseñado tiene una vida de 6 años y trabaja 12 horas cada día. La duración en horas del funcionamiento sería:

$$Lh = 6[\text{años}] \cdot 365\left[\frac{días}{año}\right] \cdot 12\left[\frac{horas}{día}\right] = 26.280 \text{ horas} \approx 30.000 \text{ horas}$$

$$W = \frac{30.000[horas] \cdot 1.475[rpm] \cdot 60}{10^6} = 2655$$

$$5 = \sqrt[3]{\frac{1}{15 \cdot 16^2} \cdot \frac{4 \cdot 1.181{,}3 \cdot 10^3[Nmm]}{K_r \cdot sen(40)} \cdot \frac{1+4}{4}}$$

$$K_r = 19{,}1$$

$$19{,}1 = 0{,}677 \frac{HB^2[MPa]}{210 \cdot 10^3[MPa] \cdot 2655^{\frac{1}{3}}}$$

$$HB = 9.067{,}8 \text{ MPa}$$

La dureza es muy alta y es por esto por lo que probablemente la vida útil sea tan alta.

Para evitar el fallo a flexión, σ_{adm} tiene que ser mayor o igual a 268MPa y para evitar el fallo por desgaste, la dureza tiene que ser mayor o igual a 9.067,8MPa. Por eso, no hay ningún material que sea adecuado para asignarlo a los engranajes 1 y 2 porque, según el catálogo, el material que tiene mayor σ_{adm} y dureza es el acero de cementación F-153 con σ_{adm} igual a 390MPa la y dureza igual a 5800MPa.

Tabla 3.7: Características de los aceros

ACEROS DE GRAN RESISTENCIA					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm² (kp/mm²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm² (kp/mm²)
F-122		Acero al Cr-Ni duro	110-120	310-370 HB	38
F-123		Acero al Cr-Ni tenaz	90-110	280-300 HB	33
ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm² (kp/mm²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm² (kp/mm²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31

Pa. Curso: 2018-2019 2

3.1.5. Cálculo a flexión de la segunda etapa

A pesar de que los engranajes 1 y 2 fallan por desgaste, se sigue con los cálculos de los engranajes 3 y 4. Si se cumple el dimensionamiento de los engranajes 3 y 4, se puede considerar redimensionar los engranajes 1 y 2. En caso contrario, se llega a la conclusión de que es imposible diseñar un reductor para esta máquina con engranajes rectos de dos etapas.

$$M = 0{,}80 \cdot \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot D_{P1} \cdot y \cdot \sigma_{adm}}}$$

Cuando la relación es mayor que 6, el número de dientes del piñón tiene que ser 17 según la tabla de abajo (Canalís Martinez, 2018).

Tabla 3.8: Tabla número límite de dientes

Para un piñón con un ángulo de presión a = 20º, con un número de dientes inferior a 18		
Número de dientes en el piñón	Nº máximo de dientes en la rueda sin que se produzca interferencia	Relación de trasmisión límite aproximada
17	1309	77
16	101	6
15	45	3
14	26	2
13	16	1

Por lo tanto, el módulo sería $\frac{84}{17} = 4{,}9$ mm.

Según la tabla del coeficiente de Lewis (Canalís Martinez, 2018), cuando el número de dientes es igual a 17, el coeficiente de Lewis (y) es igual a 0,096 con una altura normal de 20º.

Tabla 3.9: Tabla del coeficiente de Lewis

Factor de forma del diente o coeficiente de Lewis (y)

$$y = \frac{C_1 \cdot e \cdot \cos\alpha}{6 \cdot h \cdot \cos\beta}$$

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"

Nº de dientes	Altura normal 20º	Altura normal 14,5º o 15º	Diente corto 20º	Nº de dientes	Altura normal 20º	Altura normal 14,5º o 15º	Diente corto 20º
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154

Para calcular M_{tc} en este caso, se ha cambiado el valor del par. En el eje 2, el par sería:

$$M_{t,eje2} = M_{t,eje1} \cdot i_{1/2} = 1.164 \text{ Nm}$$

$$M_{tc} = M_t \cdot f_d \cdot f_s$$

f_s se mantiene a 2 en la segunda etapa mientras que el factor f_d se cambia porque este factor depende de la velocidad angular del eje.

$$f_d = 1 + \frac{V}{360}$$

$$n_{eje2} = \frac{n_{eje1}}{i_{1/2}} = 368{,}75 \text{ rpm}$$

$$V = n_{eje2} \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{P3}}{2} = 368{,}75[\text{rpm}] \cdot 2\pi \cdot \frac{0{,}084[m]}{2} = 97{,}31\text{m/min}$$

$$f_d = 1 + \frac{97{,}31}{360} = 1{,}27$$

$$M_{tc} = 1.164 \cdot 2 \cdot 1{,}27 = 2.957{,}27 \text{ Nm}$$

Con los valores obtenidos, se puede sacar la σ_{adm}.

$$4{,}9[\text{mm}] = 0{,}80 \cdot \sqrt{\frac{2.957{,}27 \cdot 10^3[Nmm]}{15 \cdot 84 \cdot 0{,}096 \cdot \sigma_{adm}[MPa]}}$$

$$\sigma_{adm} = 651 \text{ MPa}$$

La tensión admisible en este caso es mayor que la tensión admisible del F-153, que es 390MPa. Entonces no hay ningún material que se pueda asignar a los engranajes 3 y 4 para evitar el fallo por flexión.

3.1.6. Cálculo a desgaste de la segunda etapa

Las fórmulas de los engranajes rectos del cálculo a desgaste son:

$$K_r = 0{,}677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{\frac{1}{3}}}$$

$$W = \frac{Lh \cdot n \cdot 60}{10^6}$$

$$M = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc}}{K_r \cdot sen(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i}}$$

K_r es el coeficiente de presión de rodadura. HB es la dureza del material que se va a utilizar, pero es incógnita. E es el modulo elástico, igual a 210GPa para los aceros. W son los millones de vueltas que gira el engranaje, o el número de veces que se produce el contacto entre dientes. Se mantiene Lh de 30.000h, como en el caso anterior.

$$W = \frac{30.000[horas] \cdot 368{,}75[rpm] \cdot 60}{10^6} = 663{,}75$$

$$4{,}9 = \sqrt[3]{\frac{1}{15 \cdot 17^2} \cdot \frac{4 \cdot 2.957{,}27 \cdot 10^3[Nmm]}{K_r \cdot sen(40)} \cdot \frac{1+6{,}25}{6{,}25}}$$

$$K_r = 41{,}85$$

$$41{,}85 = 0{,}677 \frac{HB^2[MPa]}{210 \cdot 10^3[MPa] \cdot 663{,}75^{\frac{1}{3}}}$$

$$HB = 10.641 \text{ MPa}$$

La dureza es muy alta y es probablemente por lo que su vida útil es demasiado elevada.

Para evitar el fallo a flexión, σ_{adm} tiene que ser mayor o igual a 651MPa y para evitar el fallo por desgaste, la dureza tiene que ser mayor o igual a 10.641MPa. Por lo tanto, tampoco se puede escoger ningún material que sea adecuado para los engranajes 3 y 4 porque el material que tiene mayor σ_{adm} y dureza es el acero de cementación F-153 con σ_{adm} igual a 390MPa la y dureza igual a 5800MPa.

Tabla 3.10: Características de los aceros

ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm² (kp/mm²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm² (kp/mm²)
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31

Pa.
Curso: 2018-2019

En conclusión, es imposible diseñar un reductor sin fallo de flexión ni de desgaste con estas dimensiones limitadas. Por eso, se prueba con el segundo diseño.

3.2. REDUCTOR CON ENGRANAJE DE TORNILLO SIN FIN Y RUEDA HELICOIDAL

3.2.1. Asignación del motor de reductor con engranaje de tornillo sin fin

Como antes, el primer paso es calcular la potencia con la que va a trabajar el motor de este sistema. Los rendimientos de cada transmisión se han simplificado en la tabla de abajo.

Tabla 3.11: Lista de los rendimientos según sus transmisiones del engranaje de tornillo sin fin

Transmisión	Eficiencia	Se conecta/n	Cantidad
Cadena	0,96 (Eficiencia energética en la industria aimenticia, 2018)	- Entre el piñón (7) y la rueda dentada (8) - Entre el piñón en el eje de la rueda dentada y otro piñón en el eje del pasamanos - Entre las ruedas dentadas (8) de abajo y de arriba en el lado izquierdo - Entre las ruedas dentadas (8) de abajo y de arriba en el lado derecho	4
Correa	0,96 (Eficiencia energética en la industria aimenticia, 2018)	- En el pasamanos derecho - En el pasamanos izquierdo	2
Corona sin-fin	0,6 (Canalís Martinez, 2018)	- En el reductor	1

El rendimiento total del sistema será:

$$\eta_{Total,2} = 0{,}96^4 \cdot 0{,}96^2 \cdot 0{,}6 = 0{,}47\ (47\%)$$

Otra vez, para saber cuánto es la potencia que tiene que generar el motor, se utiliza la fórmula.

$$P' = \frac{P}{\eta}$$

$$P'_{max,2} = \frac{28{,}3\ [kW]}{0{,}47} = 60{,}2\ \text{kW}$$

La eficiencia del reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal es menor que la del reductor con engranajes rectos de dos etapas por lo que la potencia que hay que generar es mayor.

Ahora, se calcula el par máximo a partir de la potencia y velocidad angular con la siguiente expresión:

$$M_m\ [Nm] = \frac{9550 \cdot P\ [kW]}{n\ [rpm]}$$

$$M_{m,2}\ [Nm] = \frac{9550 \cdot 60{,}2\ [kW]}{1383{,}75\ [rpm]} = 415\ Nm$$

Con los datos obtenidos, ya se puede asignar un motor adecuado a este sistema.

- $P_{max,2}$ = 60,2 kW
- n_m = 1383,75 rpm
- $M_{m,2}$ = 415 Nm

Según el catálogo (Standard Motor Catalogue), el motor más adecuado sería:

Tabla 3.12: Características del motor AESV2E/AESU2E

ELECTRICAL CHARACTERISTICS - AESV2E / AESU2E

TEFC, CLASS F, 40°C AMBIENT TEMP., IEC DESIGN N CONTINUOUS DUTY, S.F. 1.0 **400V/50HZ**

OUTPUT		FULL LOAD rpm	FRAME NO.	EFFICIENCY				POWER FACTOR				CURRENT		TORQUE				ROTOR GD2 kg-m2	APPROX. WEIGHT kg
HP	kW			FULL LOAD (%)	3/4 LOAD (%)	2/4 LOAD (%)	1/4 LOAD (%)	FULL LOAD (%)	3/4 LOAD (%)	2/4 LOAD (%)	1/4 LOAD (%)	FULL LOAD (A)	LOCKED ROTOR (A)	FULL LOAD N•m	LOCKED ROTOR %FLT	PULL UP %FLT	BREAK DOWN %FLT		
100	75	2970	280S	93.8	93.8	93.2	89.0	88.5	85.5	77.0	53.5	130.4	990	241.2	210	190	315	2.000	565
		1482	280S	94.0	94.0	93.5	91.8	87.5	86.0	78.5	57.5	131.6	890	483.3	200	180	280	5.200	620
		985	315S	93.7	93.7	93.1	88.8	83.5	80.5	70.0	47.5	138.4	850	727.2	200	180	260	10.80	870
		738	315M	93.7	93.8	93.5	90.4	79.0	75.0	64.5	42.0	146.2	885	970.5	170	150	250	21.20	1,060
		2970	280M	94.1	94.1	93.6	90.4	89.0	86.5	80.0	55.0	155.1	1260	289.4	225	205	310	2.400	615
		1482	280M	94.2	94.2	93.6	91.8	87.5	86.0	79.0	58.0	157.6	1090	580.0	200	180	280	6.400	690

AESV2E / AESU2E de 4 polos con las siguientes características:

1) P = 75 kW
2) n = 1482 rpm
3) M_m = 483,3 Nm

Las características del motor elegido cumplen los requisitos de nuestra máquina.

3.2.2. Características diseñadas

Como se ha hecho anteriormente, se determinan las dimensiones del reductor y se sigue con la asignación del material adecuado. Las dimensiones que se determinan son:

- i = 25
- Z_1 = 1
- Z_2 = 25
- α = 20°

- D_{P1} = 150 mm
- D_{P2} = 450 mm

i es la relación de transmisión, Z_1 es el número de la entrada de tornillo, Z_2 es el número de dientes de la rueda helicoidal. α es el ángulo de presión; mientras que D_p son los diámetros primitivos del tornillo sin-fin y de la rueda helicoidal. Las dimensiones de este reductor son razonables y se puede instalar entre ambas plantas.

Las dimensiones del reductor son las de la figura 3.3.

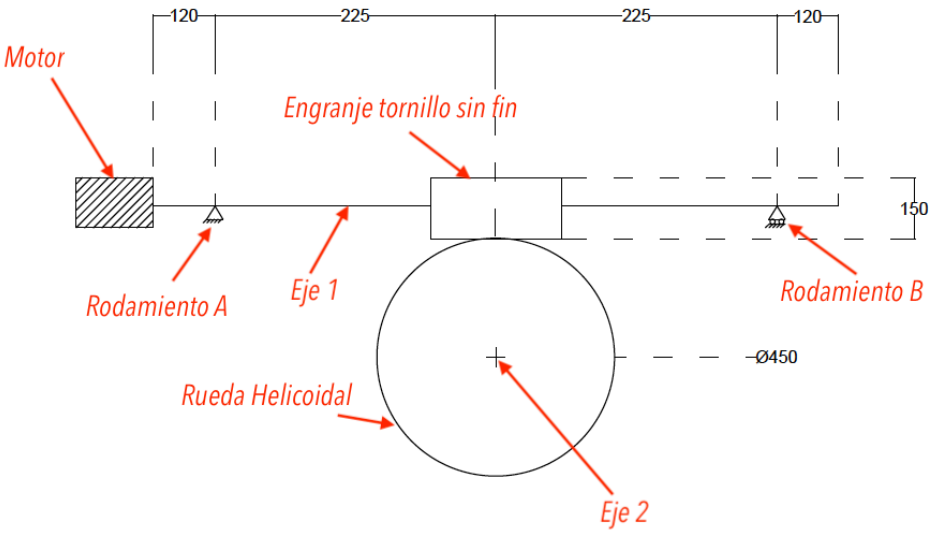


Figura 3.3: Dimensiones del reductor con engranaje tornillo sin fin y rueda helicoidal

3.2.3. Cálculos de otras magnitudes fundamentales

Aunque ya se han determinado seis incógnitas, es necesario determinar otros tres valores antes de realizar los cálculos de las cargas, que son: el ángulo de la hélice del tornillo (μ), el ángulo del movimiento helicoidal (φ') y el rendimiento (η). Una vez obtenidos todos estos valores, se puede seguir con el cálculo de las cargas.

El ángulo de la hélice del tornillo viene dado por la siguiente expresión:

$$i = \frac{D_{P2}}{D_{P1} \cdot tg(\mu)}$$

$$25 = \frac{450}{150 tg(\mu)} \Rightarrow \mu = 6{,}842^{o}$$

El ángulo del movimiento helicoidal viene dado por las siguientes expresiones:

$$V_d = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{P1}}{60 \cdot \cos(\mu)}$$

n es la velocidad angular del motor en rpm

$$= \frac{1482 \cdot \pi \cdot 150}{60 \cdot \cos(6{,}842)} = 11{,}7 \text{ ms}^{-1}$$

$0{,}35\ ms^{-1} < 11{,}7\ ms^{-1} < 15\ ms^{-1}$ ⇒

$$f' = \frac{0{,}208}{V_d^{0{,}36}} = tg(\varphi')$$
$$= \frac{0{,}208}{11{,}7^{0{,}36}} = tg(\varphi')$$
$$\varphi' = 4{,}9^{o}$$

Y por último, el rendimiento del reductor será:

$$\eta_{reductor} = \frac{tg(\mu)}{tg(\mu+\varphi)}$$
$$= \frac{tg(6{,}842)}{tg(6{,}842+4{,}9)}$$
$$= 0{,}57\ (57\%) \approx 60\%$$ parecido al rendimiento teórico

Entonces, el rendimiento total real de nuestro sistema será:

$$\eta_{Total,\ real} = 0{,}96^4 \cdot 0{,}96^2 \cdot 0{,}57 = 0{,}44\ (44\%)$$

Ahora, se comprueba que la potencia con la que va a trabajar la escalera mecánica es mayor o igual a la potencia que se aplica cuando la carga de la escalera mecánica es máxima. Para ello, se multiplica la potencia del motor por el rendimiento real del reductor.

$$P_{carga\ max} = 28{,}3\ kW$$
$$P_{trabajar} = P_{motor} \cdot \eta_{Total,real} = 75[kW] \cdot 0{,}44 = 33\ kW$$

En definitiva, después de perder algo de energía en las transmisiones, todavía se tiene la suficiente potencia para girar la escalera sin problema.

3.2.4. Cálculos de las cargas transmitidas

En el punto de contacto entre el tornillo y la rueda, se existe una fuerza que empuja la rueda. Para calcularla, la forma más fácil es dividir la fuerza en tres direcciones resultando una fuerza tangencial, una fuerza radial y una fuerza axial. La fuerza tangencial es la fuerza que tiene dirección tangencial a la rotación del eje; la fuerza radial es la fuerza que tiene dirección perpendicular al eje de giro; mientras que la fuerza axial tiene dirección paralela al eje. Cada fuerza se transmite desde el tornillo, por lo que para determinar la dirección de cada fuerza (arriba/abajo o derecha/izquierda), nos referiremos a la dirección de la fuerza transmitida por la dirección de giro del tornillo. En el caso de este reductor, las direcciones de las fuerzas son como en la figura siguiente.

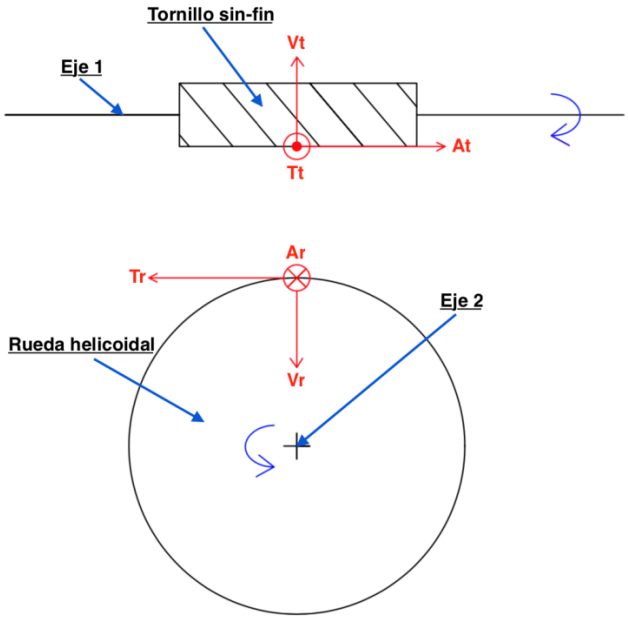


Figura 3.4: Direcciones de las cargas

Según la tercera ley de Newton, "Para cada acción existe una reacción igual y opuesta". También conocida como principio de acción y reacción nos dice que "Si un cuerpo A ejerce una acción sobre otro cuerpo B, éste realiza sobre A otra acción igual y de sentido contrario". Por lo tanto, $T_t = A_r$, $V_t = V_r$ y $A_t = T_r$.

$$T_t = A_r = \frac{M_{ts} \cdot 2}{D_{P1}}$$

M_{ts} es el par del motor (M_m)

$$= \frac{483{,}3 \cdot 10^3 [Nmm] \cdot 2}{150[mm]} = 6.444 \text{ N}$$

$$V_t = V_r = \frac{T_t \cdot tg(\alpha)}{sen(\mu) + tg(\varphi) \cdot \cos(\mu)}$$

$$= \frac{6444[N] \cdot tg(20)}{sen(6{,}842) + tg(4{,}9) \cdot \cos(6{,}842)} = 11.483 \text{ N}$$

$$A_t = T_r = \frac{T_t}{tg(\mu + \varphi)}$$

$$= \frac{6444[N]}{tg(6{,}842 + 4{,}9)} = 31.002 \text{ N}$$

3.2.5. Cálculo de la flexión

Para determinar un material apto para nuestro engranaje, se tiene que tener en cuenta la tensión máxima con la que va a trabajar el engranaje. Normalmente se utiliza la Teoría de Von Mises o la Teoría de Cortante Máximo. Pero en el caso del engranaje de tornillo sin-fin y rueda helicoidal, existe una fórmula que se ha derivado a partir la Teoría de Von Mises, que es:

$$M_c = \frac{2 \cdot M_{tsc}}{D_{P2} \cdot b \cdot \pi \,.\, y \cdot \sigma_{adm}}$$

- M_c es el módulo circunferencial de la rueda, que debe ser igual al módulo axial (M_a) del tornillo.
- M_{tsc} es el momento o par de salida de la rueda corregido. Hay que tener dos factores en cuanta, que son el coeficiente de servicio y el coeficiente dinámico.
- b es la anchura del dentado tomada en la base del diente.
- y es factor de forma o coeficiente de Lewis. Este factor depende únicamente de la geometría del diente del engranaje.
- σ_{adm} es la tensión admisible en este engranaje. σ_F del material elegida tiene que ser mayor o igual a esta tensión para asegurar que el reductor diseñado trabaja sin ningún problema debido a la flexión.

$$M_c = M_{c2} = M_{a1} = \frac{D_{P2}}{Z_2} = \frac{450[mm]}{25} = 18 \text{ mm}$$

$$M_{tsc} = M_{ts} \cdot f_d \cdot f_s$$

f_s es el factor de servicio y f_d es el factor de esfuerzos dinámicos.

$f_s = 2$ porque si se activa el freno de emergencia, el sistema sufre un choque fuerte; el valor de f_s según la tabla (Canalís Martinez, 2018), tiene que ser entre 1,50 – 2,00. En este cálculo, se utiliza f_s igual a 2 porque es el más desfavorable.

Tabla 3.13: Valores del factor de servicio

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

- $f_d = 1 + \frac{V_d}{360}$ porque es un engranaje tallado, según la tabla (Canalís Martinez, 2018), la fórmula de f_d tiene que ser esta expresión.

Tabla 3.14: Fórmulas del factor de esfuerzos dinámicos

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sóla pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

V en m/min

$$f_d = 1 + \frac{11{,}7\left[\frac{m}{s}\right] \cdot 60\left[\frac{s}{min}\right]}{360} = 2{,}95$$

$$M_{tsc} = 483{,}3 \cdot 10^3[\text{Nmm}] \cdot 2 \cdot 2{,}95 = 2.851.470 \text{ Nmm}$$

$$b = \frac{\left(\frac{D_{P1} + D_{P2}}{2}\right)^{0{,}875}}{2{,}7} = 54{,}46 \text{ mm}$$

$Z_1 + Z_2 = 26$, que como es menor que 40, se toma el valor del coeficiente de Lewis (y) de la tabla (Canalís Martinez, 2018).

$\alpha = 20^o$
$Z_2 = 25$
altura normal

Según a la tabla (Canalís Martinez, 2018),” y” es igual a 0,108

Tabla 3.15: Tabla del coeficiente de Lewis

Cálculo (y Selección) de Elementos de Máquinas

Dpto. Ingeniería Mecánica
Área de Ingeniería Mecánica
EINA

Factor de forma del diente o coeficiente de Lewis (y)

$$y = \frac{C_1 \cdot e \cdot \cos\alpha}{6 \cdot h \cdot \cos\beta}$$

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "y"

Nº de dientes	Altura normal 20º	Altura normal 14,5º o 15º	Diente corto 20º	Nº de dientes	Altura normal 20º	Altura normal 14,5º o 15º	Diente corto 20º
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145

Con todos los valores obtenidos, ahora se puede obtener el valor de σ_{adm}.

$$18[\text{mm}] = \frac{2 \cdot 2.851.470[Nmm]}{450[mm] \cdot 54{,}46[mm] \cdot \pi \cdot 0{,}108 \cdot \sigma_{adm}} \longrightarrow \sigma_{adm} = 38{,}1 \text{ MPa}$$

3.2.6. Cálculo del desgaste

Para evitar este tipo de fallo, se debe elegir el material adecuado para que soporte las cargas transmitidas. Teóricamente, para elegir el material que se va a asignar, hay que referirse a una constante C. Primero, se calcula la constante C para el reductor. Después, se elige un material que tenga una constante C mayor o igual a la del reductor y no esté fuera del límite de la velocidad de deslizamiento, V_d. Se puede calcular el valor de la constante C del reductor utilizando la siguiente expresión:

$$M_c \geq 0{,}797 \cdot \sqrt{\frac{M_{tsc}}{\delta \cdot C \cdot D_{P2}}}$$

- δ es coeficiente de rigidez. Es necesario que entre la anchura o longitud del diente y el módulo se cumpla una determinada relación que garantice el contacto en toda la longitud.
- C es una constante que depende del material y de la velocidad de deslizamiento entre los dientes V_d.

$$\delta = \frac{b}{M_c} = \frac{54{,}46[mm]}{18[mm]} = 3{,}025$$

Según la tabla (Canalís Martinez, 2018), el coeficiente de rigidez en nuestro caso (engranaje sobre apoyos ordinarios) tiene que ser menor o igual a 15. Como 3,025 es menor que 15, entonces se cumple la normativa.

Tabla 3.16: Valores límites del coeficiente de rigidez

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coeficiente δ
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Con los valores obtenidos, ya se puede calcular cuánto tiene que ser el valor de C.

$$18[\text{mm}] \geq 0{,}797 \cdot \sqrt{\frac{2851470[Nmm]}{3{,}025 \cdot C \cdot 450[mm]}} \quad \Rightarrow \quad C \geq 4{,}1\ \text{Nmm}^{-2}$$

Según la tabla (Canalís Martinez, 2018), los materiales que cumplen ambas condiciones (V_d = 11,7 ms^{-1} y C ≥ 4,1 Nmm^{-2}) son bronce, aleación de aluminio y aleación de cinc.

Tabla 3.17: Valores del constante C según los materiales

CONSTANTE C		
Material rueda	Velocidad de deslizamiento V_d en m/s	Constante C en daN/mm^2
Bronce	Hasta 15	Hasta 1,00
Fundición gris	Hasta 2,5	Hasta 0,30
Aleación de aluminio	Hasta 15	Hasta 0,65
Aleación de cinc	Hasta 15	Hasta 0,60
Materiales sintéticos	Hasta 2,5	Hasta 0,25

3.3. COMPARACIÓN DE AMBOS DISEÑOS

Ambos diseños tienen ventajas e inconvenientes a la hora de diseñar el reductor para la escalera mecánica. Sin embargo, lo más importante es la forma en la que se adapta el reductor a nuestro sistema. Como nuestro sistema tiene un espacio limitado, en nuestro caso es más adecuado diseñar un reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal.

3.3.1. Dimensiones

En general, el tamaño del reductor con engranajes rectos es más grande que el tamaño del reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal. En el engranaje de tornillo sin fin la relación de transmisión (i) es igual a 1/Z; donde Z es el número de dientes de la corona. Dicho de otra manera: por cada revolución del tornillo sin fin, la corona gira 1 único diente. Por lo tanto, para que se produzca el giro completo del engranaje se necesitarían tantas vueltas como dientes tenga dicho engranaje.

En nuestro caso, con una altura de 600mm del reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal no falla ni por flexión ni por desgaste y se puede continuar con los cálculos del eje y seleccionar los rodamientos utilizados. Sin embargo, el reductor de engranajes rectos de dos etapas, con una altura de 727mm, falla por flexión y desgaste probablemente porque se ha diseñado con un periodo de vida muy elevado.

3.3.2. Rendimiento y potencia

Un reductor con engranajes rectos de dos etapas tiene un rendimiento del 100%, mientras que el reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal que se ha diseñado tiene un rendimiento del 57%. Con esta gran diferencia del rendimiento, las potencias necesarias del motor también son diferentes. El motor que se ha asignado para el reductor con engranajes rectos de dos etapas tiene una potencia de 45kW, mientras que al reductor con engranaje de tornillo sin fin se le ha asignado un motor que requiere una potencia de 75kW. Si es posible, y para ahorrar energía útil, es recomendable diseñar el reductor con engranajes rectos de dos etapas y así ahorrar 30kW.

3.3.3. Vida útil

Se ha diseñado un reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal con una vida útil de 30.000horas, sin tener problemas por flexión ni por desgaste. Por otra parte, el reductor con engranajes rectos de dos etapas falla por desgaste. Ahora, comparando la vida útil del material C415 que tiene dureza de 1.700MPa, se calcula la vida útil del reductor con engranajes rectos de dos etapas. Como se puede ver en los apartados 3.1.4 y 3.1.6, la dureza de la segunda etapa es mayor que la de la primera etapa, se utilizan los parámetros de la segunda etapa.

Los parámetros son:

- M_{tc} = 2.957,27 Nm
- δ = 15
- Z = 17
- α = 20º
- i = 6,25
- E = 210 GPa
- M = 4,9 mm
- n = 368,75 rpm

$$M = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc}}{K_r \cdot sen(2\alpha)} \cdot \frac{1+i}{i}}$$

$$4{,}9 = \sqrt[3]{\frac{1}{15 \cdot 17^2} \cdot \frac{4 \cdot 2.957{,}27 \cdot 10^3 [Nmm]}{K_r \cdot sen(40)} \cdot \frac{1+6{,}25}{6{,}25}} \Rightarrow K_r = 41{,}85$$

$$K_r = 0{,}677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{\frac{1}{3}}}$$

$$41{,}85 = 0{,}677 \frac{1.700^2}{210.000 \cdot W^{\frac{1}{3}}} \Rightarrow W = 0{,}011 \text{ millones de vueltas}$$

$$W = \frac{Lh \cdot n \cdot 60}{10^6}$$

$$0{,}011 = \frac{Lh \cdot 368{,}75 \cdot 60}{10^6} \Rightarrow Lh = 0{,}5 \text{ hora}$$

Si se comparan estos dos tipos de engranajes a los que se les ha asignado el mismo material, el reductor con engranaje de tornillo sin fin puede trabajar hasta 30.000horas sin fallar por desgaste porque es de bronce; mientras que el reductor de engranajes rectos solamente puede trabajar 0,5hora sin sufrir un fallo por desgaste. Por tanto, en lo que la vida útil respecta, el reductor con engranaje de tornillo sin fin tiene mucha más ventaja.

Después de considerar todos los factores, el reductor más adecuado para trabajar en la escalera mecánica sería el reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal. En la parte siguiente, se continua con los cálculos de los ejes y la fatiga del reductor elegido.

4. CÁLCULO Y DISEÑO DEL REDUCTOR

Después de cumplir que el diseño no tiene fallo por flexión ni fallo por desgaste, se puede continuar con:

- Seleccionar el material de los engranajes
- Diseñar el eje 1
- Seleccionar los rodamientos A y B
- Diseñar el eje 2
- Seleccionar los rodamientos C y D
- Cálculo de la fatiga de los ejes
- Cálculo de la chaveta

Todos los cálculos analíticos sobre los ejes, los diseños de los ejes y las selecciones de los materiales y de los rodamientos se han expuesto en el "Anexo 1: Cálculo y diseño del reductor".

5. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

La parte de simulación, se realiza con el programa SolidWorks porque es un programa muy conocido por los ingenieros para modelar en 3D y hacer estudios estáticos.

Primero se modelan el engranaje de tornillo sin fin, la rueda, el eje 2 y la chaveta por separado según sus dimensiones diseñadas. Después se realiza la simulación de:

1) El engranaje de tornillo sin fin
2) La rueda
3) El eje 2 con la rueda

Se obtienen unos resultados de las tensiones máximas de Von Mises parecidos a los del "Anexo 1: Cálculo y diseño del reductor". También se estudian los resultados de los desplazamientos para comprobar que el reductor diseñado tiene desplazamientos dentro del rango aceptable. Por último, se analizan los resultados con el coeficiente de seguridad mínimo para asegurar que los materiales asignadas son los adecuados para soportar las cargas aplicadas.

Todos los resultados del estudio estático se pueden encontrar en el "Anexo 3: Simulación en SolidWorks".

6. PLANOS

Los planos de cada pieza modelada, los rodamientos seleccionados y el reductor completo se han expuesto en el "Anexo 4: Planos".

7. CONCLUSIONES

7.1. CONCLUSIONES DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es llevar a cabo un estudio, análisis y cálculo de las transmisiones de una escalera mecánica de marca Schindler modelo 9300 AE. A partir de esto, se diseñó el reductor adecuado a trabajar con la máquina.

En primer lugar, se calculó la carga máxima estimada con la que trabajaba la máquina a partir de las dimensiones que se escogieron del catálogo; también se calcularon la velocidad angular y la potencia cuando se aplica la carga máxima. A continuación, se diseñó un reductor con engranajes rectos de dos etapas porque tienen un rendimiento del 100%. Desafortunadamente, este reductor falló por desgaste y no se consideró en el diseño. Seguidamente, se propuso un diseño del reductor con engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal y éste sí que era apto al no fallar ni a flexión ni por desgaste.

Posteriormente, se calcularon las tensiones máximas en cada eje para asignar los materiales adecuados. A partir de las reacciones calculadas en los rodamientos, se eligieron cuatro rodamientos adecuados para poner en los puntos A, B, C y D. Por último, en la parte de cálculo, se calcularon las fatigas en ambos ejes para que ambos ejes tuvieran vida infinita.

Más adelante, se modelaron el engranaje de tornillo sin fin, la rueda, el eje de la rueda y la chaveta en 3D con el programa SolidWorks para hacer la simulación. El programa SolidWorks, ha permitido realizar el análisis de tensiones de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad. Gracias a la herramienta de Simulación del programa, hemos podido averiguar las zonas sometidas a mayores tensiones que, además, coincidían con los diagramas de esfuerzo dibujados. En este proyecto se ha trabajado de manera que ninguna parte fundamental de las maquinas tenga un coeficiente de seguridad inferior a 4,3.

Por último, se sacaron los planos de cada pieza para tener sus dimensiones y también para presentar en este proyecto los diseños elegidos. También se ensamblaron todas las piezas para enseñar el reductor completo diseñado en este proyecto y se sacó su plano.

Se puede concluir que el reductor diseñado puede trabajar bien sin ningún problema hasta 6 años. Además, lo más importante es que el reductor se puede instalar en un espacio intersticial de un edificio, aunque en realidad ya existen algunos reductores más compactos para esta máquina. Asimismo, está probado que el engranaje de tornillo sin fin y rueda helicoidal es el mejor en reducir la velocidad de giro y aumentar el par que llega a la máquina.

También sería posible si se quisiera instalar un reductor de engranajes rectos en una escalera mecánica en futuro para reducir los perdidos de energía. Aunque se debería mejorar el desarrollo de un material con mayor dureza o disponer un espacio intersticial más grande cuando se construyen edificios que necesitan una escalera mecánica.

7.2. APORTE DEL PROYECTO AL AUTOR

El trabajo fin de grado me ha dado una buena experiencia que creo que será útil en mi futuro. El hecho de poder plasmar una idea propia en planos, analizarla y poder estudiarla ha sido algo gratificante. Gracias al trabajo y la constancia ha sido posible obtener resultados útiles y solventar los problemas encontrados.

El aprendizaje ha sido se ha compaginado con la realización de las tareas del proyecto. Gracias a mi directora, Paula Canalís Martínez por guiarme en mi proyecto durante 5 meses. También gracias a mi familia y mis amigos que me han apoyado para terminar este proyecto.

En resumen, la realización de este proyecto me ha aportado una gran experiencia en el campo del diseño de maquinaria. Me ha ayudado a evolucionar y a adquirir la preparación para cumplir las exigencias que se requieren de un ingeniero en el mundo laboral.

8. REFERENCIAS

Low Voltage General Purpose. (s.f.). Recuperado el 27 de 04 de 2019, de ABB: https://library.e.abb.com/public/367c91cdc1dee017c1257b130057111e/Catalogue%20GenPurpMotors_GB_12_2004%20RevA.pdf

Renold Transmission Chain. (s.f.). Recuperado el 19 de 04 de 2019, de Asiakas : https://asiakas.kotisivukone.com/files/tampereenlaakeri.kotisivukone.com/Renold_Transmission_Chain.pdf

Drive Chain Sprocket. (s.f.). Recuperado el 18 de 04 de 2019, de North East Escalator Part : https://www.neeep.com/products/escalator-drive-chain-sprocket-20b2-17-teeth-schindler-sct394001

Schindler catalog. (s.f.). Recuperado el 16 de 04 de 2019, de Precision Escalator : https://precisionescalator.com/pdf/catalog-150/Schindler-150.pdf

Schindler 9300 catalogue. (s.f.). Recuperado el 15 de 04 de 2019, de Schindler : https://www.schindler.com/content/us/internet/en/mobility-solutions/products/escalators/schindler-9300-ae/_jcr_content/contentPar/downloadlistcontent/downloadList/693_1519929000591.download.asset.693_1519929000591/9300ae-10-30m-layout-data.pdf

Schindler 9300 Brochure. (s.f.). Recuperado el 16 de 04 de 2019, de Schindler : https://www.schindler.com/content/mt/internet/en/mobility-solutions/products/escalators/schindler-9300/_jcr_content/iTopPar/downloadlist_2584/downloadList/17_1396364726950.download.asset.17_1396364726950/malta-schindler-9300-brochure-201706.pdf

Standard Motor Catalogue. (s.f.). Recuperado el 23 de 04 de 2019, de Teco : http://www.teco.com.tw/fa/ecatalogue_file/en/(Europe)StandardIE2IE3MotorCatalogueAESV-AESU.pdf

Rodamiento FAG. (03 de 05 de 2019). Obtenido de Moodle: https://moodle2.unizar.es/add/pluginfile.php/1939157/mod_folder/content/0/Cat%C3%A1logo%20de%20rodamientos%20FAG.pdf?forcedownload=1

Medicion de la temperatura de reductor. (22 de 10 de 2012). Recuperado el 13 de 05 de 2019, de Youtube: https://www.youtube.com/watch?v=mbaamCZQwqo

Aoki, J. (2004). *Interstitial space.* Tokyo: Innax Shuppan. Obtenido de Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Interstitial_space_(architecture)

Union de Almacenistas de hierro de España. (06 de 09 de 2007). Recuperado el 20 de 05 de 2019, de arcelomittal: https://ds.arcelormittal.com/repository/AMDS%20Iberia/Prontuario.pdf

Ortiz Berrocal, L. (1991). *Resistencia Materiales.* Madrid: Mcgrow-Hill.

Miravete, A., Larrodé, E., Castejón, L., & Cuartero, J. (2014). *Los Transportes En La Ingeniería Industrial.* Barcelona: Reverte Imp.

Al-Sharif, L. (1999). Lift And Escalator Motor Sizing with Calculations and Examples. *Lift Report*, 14-19.

Transit Escalator Drive Solutions. (s.f.). (R. Ajax, Productor, & Renold Ajax) Recuperado el 10 de 06 de 2019, de Renold: https://www.renoldajax.com/products/gears/transit-escalator-drive-solutions/

Canalís Martinez, P. (2018). *Cálculo Y Selección De Elementos De Máquinas.* Zaragoza: Dpto Ing Mec Area Ing Mec EINA.

Eficiencia energética en la industria aimenticia. (2 de 10 de 2018). Recuperado el 24 de 05 de 2019, de Ingenieria alimentaria: https://ialimentaria.com.ar/eficiencia-energetica-en-la-industria-alimenticia-parte-1/

ANEXOS

9. ANEXOS

9.1. ANEXO 1: CÁLCULO Y DISEÑO DEL REDUCTOR

9.1.1. Selección del material del engranaje

Para seleccionar el material adecuado para nuestro engranaje, hay dos factores que hay que tener en cuenta que son la flexión y el desgaste. En lo que respecta a la flexión, se calculó que el valor de tensión admisible tiene que ser mayor o igual a 38,1MPa; mientras en el desgaste, se permite elegir cualquier material de bronce, aleación de aluminio o aleación de cinc. Para cumplir ambas condiciones, se asigna el material C-311 que es una aleación de bronce con una tensión admisible de 90MPa, que es mayor que 38,1 y de dureza 60-75HB.

Tabla 9.1: Tabla de características de bronces

BRONCES					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de bronce	Rm daN/mm² (kp/mm²)	Dureza	σ_{adm} daN/mm² (kp/mm²)
C-311		Bronce al Sn 10%	20-25	60-75 HB	9,00
C-312		Bronce al Sn 12%	20-30	75-80 HB	10,00

9.1.2. Diseño del eje 1

En el diseño del eje 1, hay que diseñar el diámetro del eje y escoger su material. Para diseñar un reductor más compacto, se fija su diámetro en 90mm. Con este diámetro, se puede elegir el material que puede soportar las cargas que se transmiten en el eje. Primero, se debe identificar dónde está el punto más desfavorable y se calcula su tensión según la Teoría de Cortante Máximo o la Teoría de Von Mises. Con un determinado coeficiente de seguridad, Cs, se puede obtener la resistencia a fluencia mínima del material.

Según el diseño (en la figura de abajo), el eje 1 contiene un tornillo que se conecta a un motor y consiste en dos rodamientos para soportar las reacciones. El rodamiento A soporta la reacción axial y radial, mientras que el rodamiento B solamente soporta la reacción radial. Es importante que un rodamiento esté libre de reacciones en dirección axial para evitar el sistema hiperestático.

La referencia es:

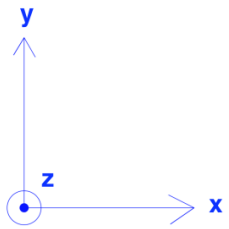


Figura 9.1: Dirección de los ejes de referencia 1

Las direcciones de las cargas serían:

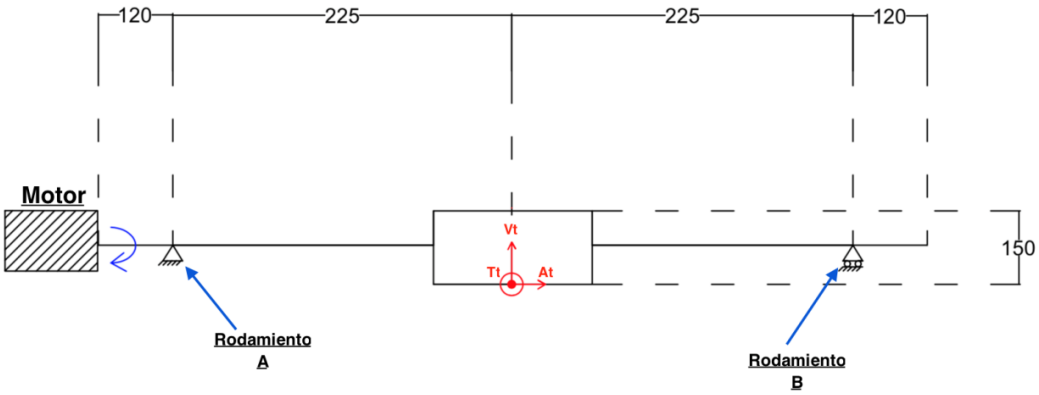


Figura 9.2: Dimensiones del engranaje tornillos sin fin

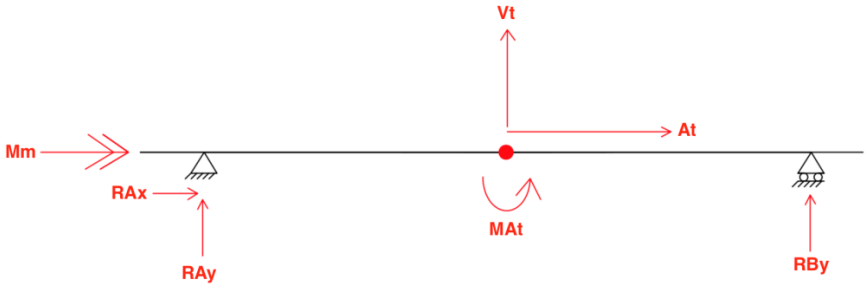


Figura 9.3: Direcciones de las cargas y las reacciones asumidas del eje_1 1

$\sum F_x = 0 \quad ; R_{Ax} + 31.002 = 0$
$\sum F_y = 0 \quad ; R_{Ay} + R_{By} + 11.483 = 0$
$\sum M_A = 0 \quad ; M_A + 225 \cdot 11.483 + 450 \cdot R_{By} = 0$

$M_A = 31.002[N] \cdot \frac{150[mm]}{2} = 2.325.150$ Nmm

Se tienen tres ecuaciones y tres incógnitas. Se pueden resolver las ecuaciones con el programa EES y los resultados son:

$R_{Ax} = -31.002$ N
$R_{Ay} = -574{,}5$ N
$R_{By} = -10.908{,}5$ N

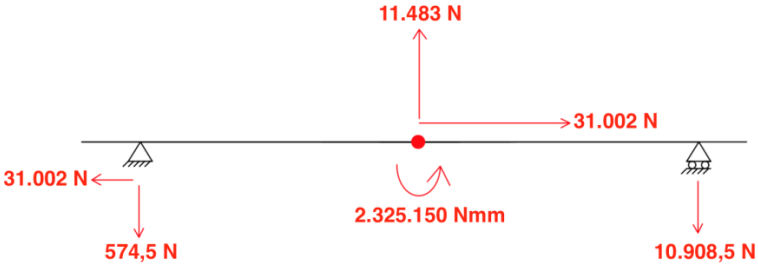


Figura 9.4: Direcciones de las cargas y las reacciones reales del eje_1 1

Los diagramas de los esfuerzos serían:

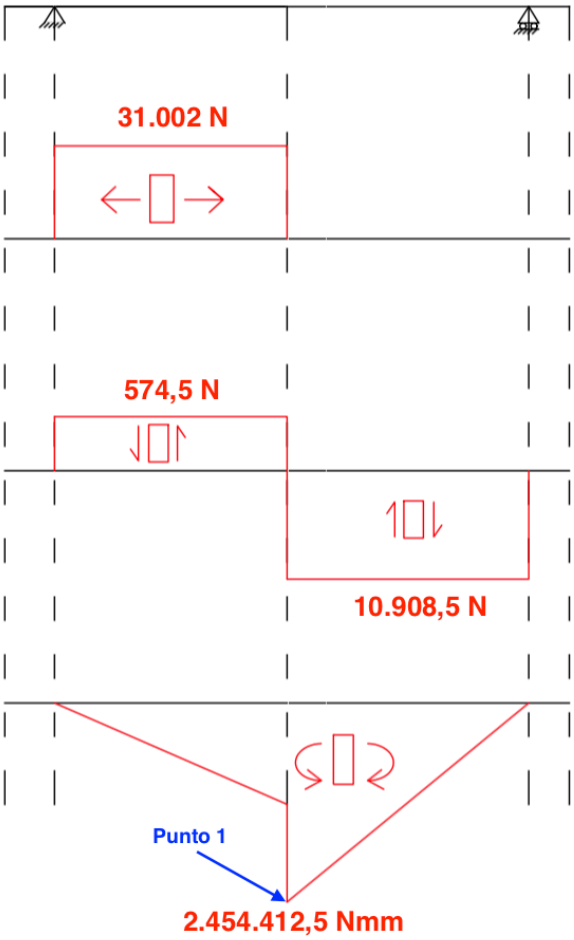


Figura 9.5: Diagramas de esfuerzos del eje_1 1

Según los diagramas de esfuerzos, el punto más desfavorable está en el punto 1 porque es ahí donde el flector es más alto.

Ahora, se gira la referencia en el eje x con 90º y sería:

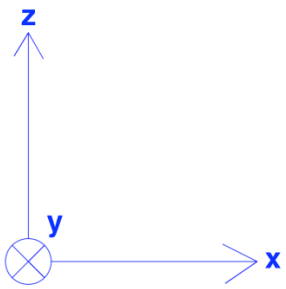


Figura 9.6: Dirección de los ejes de referencia 2

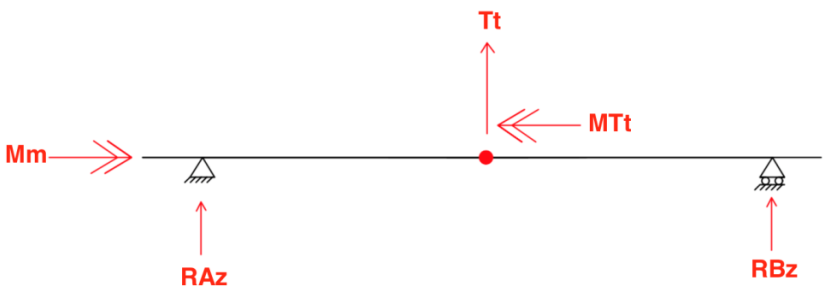


Figura 9.7: Direcciones de las cargas asumidas del eje$_1$ 2

$$\sum F_z = 0 \quad ; R_{Az} + R_{Bz} + 6.444 = 0$$
$$\sum M_A = 0 \quad ; 225 \cdot 6.444 + 450 \cdot R_{Bz} = 0$$

Se tienen dos ecuaciones y dos incógnitas. Se pueden resolver las ecuaciones con EES y los resultados son:

$$R_{Az} = -3.222 \text{ N}$$
$$R_{Bz} = -3.222 \text{ N}$$

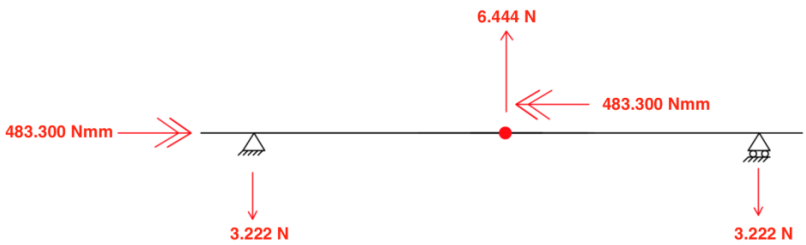


Figura 9.8: Direcciones de las cargas y las reacciones reales del eje$_1$ 2

Con los valores de R_{Ay}, R_{Az}, R_{By} y R_{Bz}, se puede concluir que se ha tomado la decisión correcta al restringir el movimiento axial en el rodamiento A porque la reacción radial resultante es menor que la reacción radial en el rodamiento B. Lógicamente, si se restringe el movimiento axial en B, el rodamiento B tiene que soportar las cargas axial y radial, lo que resultará en más carga a soportar. Entonces, como las cargas se distribuyen desequilibradamente, el rodamiento A tiene que soportar mucha menor carga que el rodamiento B.

Los diagramas de los esfuerzos serían:

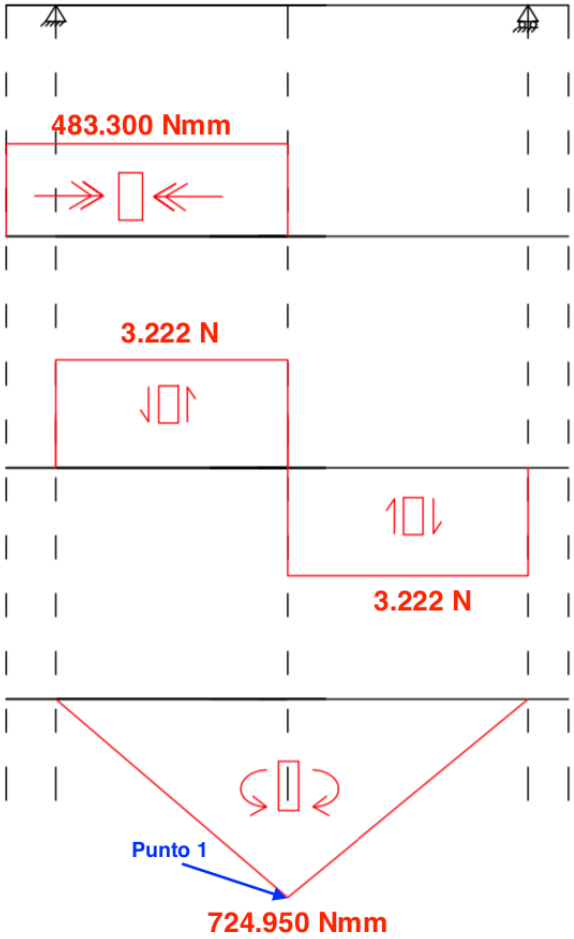


Figura 9.9: Diagramas de esfuerzos del eje$_1$ 2

Según los diagramas de esfuerzos, el punto más desfavorable también está en el punto 1. Por lo tanto, se puede concluir que el punto más desfavorable en el eje 1 es el punto 1. Ahora se necesita calcular el flector resultante.

$$M_{r1} = \sqrt{2.454.412{,}5^2 + 724.950^2} = 2.564.393{,}7 \text{ Nmm}$$

Seguidamente, se calcula la tensión equivalente en este punto aplicando la Teoría de Von Mises.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{{\sigma_x}^2 + 3 \cdot {\tau_{xy}}^2}$$

- σ_x es la tensión debido a esfuerzos de flexión y esfuerzos tracción o compresión.
- τ_{xy} es la tensión debido a esfuerzos de torsión.

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} \qquad \tau_{xy} = \frac{M_t}{W_o}$$

- $W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 71.569{,}4\ mm^3$
- $W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 143.138{,}8\ mm^3$
- $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 6.369{,}7\ mm^3$ d es el diámetro del eje.

$$\sigma_{eq\ 1} = \sqrt{\left(\frac{31.002}{6.369{,}7} + \frac{2.564.393{,}7}{71.569{,}4}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{483.300}{143.138{,}8}\right)^2} = 41{,}1\ MPa$$

El coeficiente de seguridad del reductor se ha elegido mayor o igual a 2. La resistencia a fluencia que tiene que tener el material debe ser mayor o igual a 82,2MPa. Para cumplir estos requisitos, se elige el material S275JR (Union de Almacenistas de hierro de España, 2007) que tiene una resistencia a fluencia σ_f igual a 265MPa, que es mayor que 82,2MPa.

9.1.3. Selección de los rodamientos A y B

El rodamiento A tiene que soportar una carga axial de 31.002N y una carga radial de $\sqrt{(3.222)^2 + (574{,}5)^2}$ igual a 3.272,8N. Si se observan ambas cargas, la carga axial es mucho mayor que la carga radial. Este factor se tiene que tener en cuenta para elegir un rodamiento adecuado para trabajar en el eje 1. En este caso, es más conveniente elegir un rodamiento axial oscilante de rodillos debido a que el rodamiento A debe soportar una gran cantidad de carga axial.

Para calcular la carga dinámica equivalente (P), el primer paso es calcular la proporción entre F_r (carga radial) y F_a (carga axial).

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{3.272{,}8[N]}{31.002[N]} = 0{,}1 < 0{,}55$$

Según su catálogo (Rodamiento FAG, 2019), si el valor de la proporción entre F_r y F_a es menor que 0'55, la carga dinámica equivalente (P) se calcula con la siguiente expresión:

$$P = F_a + 1{,}2 \cdot F_r = 31.002[N] + 1{,}2 \cdot 3.272{,}8[N] \approx 35.000\ N$$

Aunque P está bien calculada teóricamente, debe ir afectada por el factor de esfuerzos adicionales que dependen del propio engranaje (f_a) y el factor de esfuerzos adicionales que dependen del tipo de máquina accionada (f_b). Por eso, la carga total a considerar sobre el diente del engranaje (P') será:

$$P' = f_a \cdot f_b \cdot P$$

Según los apuntes (Canalís Martinez, 2018), el valor f_a de este caso (engranajes de precisión) es de 1,05 a 1,10. Para realizar el cálculo, es más seguro si se elige el valor más grande. Entonces f_a es igual a 1,10. También, según a los mismos apuntes (Canalís Martinez, 2018), el valor de f_b en máquinas con trabajo exento de choques)como máquinas eléctricas, turbo-compresor, etc.) es de 1,00 a 1,20. Por lo tanto, f_b es igual a 1,20. Con ambos valores elegidos, P' será 46,1kN.

Para elegir un rodamiento que pueda soportar las cargas en el punto A, su capacidad de carga dinámica (C) tiene que ser mayor o igual a la C en el punto A. La fórmula para obtener el valor C en el punto A es:

$$L = \left(\frac{C}{P_r}\right)^a$$

El coeficiente *a* es igual a $\frac{10}{3}$ para rodamientos radiales y axiales de rodillos, mientras que L es la duración en millones de vueltas que se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$Lh = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60}$$

Lh es la duración en horas del funcionamiento y *n* es la velocidad angular del rodamiento en $\frac{r}{min}$, que es parecida a la velocidad angular del motor. En este caso *n* sería igual 1.482rpm. Se mantiene Lh como en el caso anterior, 30.000h.

$$L = \frac{30.000[horas] \cdot 1482[rpm] \cdot 60}{10^6} = 2667{,}6 \text{ millones de vueltas}$$

$$2667{,}6 = \left(\frac{C}{46{,}1}\right)^{\frac{10}{3}} \Rightarrow C = 491{,}5 \text{ kN}$$

Según una referencia (Medicion de la temperatura de reductor, 2012) se ha comprobado que un reductor trabaja a una temperatura 30°C más alta que la temperatura ambiente si trabaja 8 horas sin parar. Con esto, se puede estimar que el reductor trabaja a 55°C. Es importante conocer precisamente la temperatura de servicio del rodamiento porque si su temperatura de servicio es mayor que 120°C, hay una reducción de la carga estática o dinámica según la tabla (Canalís Martinez, 2018), abajo:

Tabla 9.2: Valores de la reducción de la carga estática

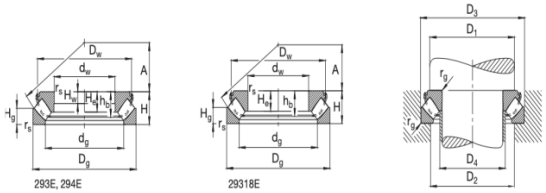
Temperatura de servicio del rodamiento en °C.	120	150	180	200	230	250
Reducción de la carga estática o dinámica del rodamiento en %.	5	10	15	25	35	40

Entonces nuestra C se mantiene en 491,5kN y el rodamiento del eje tiene un diámetro de 90mm. El rodamiento más adecuado para este eje en el punto A según el catálogo (Rodamiento FAG, 2019) es 29418E, que tiene un valor de C igual a 670kN el cual es mayor que 491,5kN.

Figura 9.3: Tabla de los rodamientos axiales oscilantes

Rodamientos FAG axiales oscilantes de rodillos

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.



Eje	Dimensiones d_w mm	d_g	D_w	D_g	H	H_g	H_w	H_b	r_s min	h_b	A	Peso ≈ kg	Capacidad de carga din. C kN	estát. C_0	Velocidad límite min^{-1}	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_2 max	D_3 min	D_4 max	r_g max
60	60	88	115	130	42	20	15	27	1,5	36	38	2,4	335	900	3600	4800	**29412E**	90	107	133	70	1,5
65	65	94	125	140	45	21	16	29,5	2	38	42	3,03	380	1020	3400	4500	**29413E**	100	115	143	73	2
70	70	102	135	150	48	23	17	31	2	40	44	3,71	430	1200	3000	4000	**29414E**	105	124	153	80	2
75	75	108	140	160	51	24	18	33,5	2	43	47	4,4	490	1370	2800	3600	**29415E**	115	132	163	86	2
80	80	116	150	170	54	26	19	35	2,1	45	50	5,28	550	1560	2800	3400	**29416E**	120	141	173	91	2,1
85	85	111	135	150	39	19	14	24,5	1,5	33	50	2,54	345	1060	3400	3800	**29317E**	115	129	153	93	1,5
	85	123	160	180	58	28	21	37	2,1	48	54	5,89	600	1730	2600	3200	**29417E**	130	150	183	97	2,1
90	90	115	140	155	39	19	14	24,5	1,5	33	52	2,65	355	1100	3400	3600	**29318E**	118	135	158	99	1,5
	90	130	170	190	60	29	22	39	2,1	50	56	7,38	670	1930	2400	3000	**29418E**	135	158	193	103	2,1
100	100	129	155	170	42	20,8	15	26	1,5	36	58	3,38	415	1370	3000	3200	**29320E**	132	148	173	109	1,5

El rodamiento B tiene que soportar solamente una carga radial de $\sqrt{(3.222)^2 + (10.908{,}5)^2}$ igual a 11.374,4N. Los rodamientos de bolas de contacto angular son los más adecuados para B porque no tiene carga axial. La carga dinámica equivalente (P) es igual a la carga radial en este punto. La carga total a considerar sobre el diente del engranaje (P') es parecida a la expresión en el rodamiento A, $P' = f_a \cdot f_b \cdot P$; y los coeficientes f_a y f_b también son parecidos a los del caso anterior y son 1,10 y 1,20, respectivamente. Con estos valores, P' sale 15kN.

En rodamiento B, la duración en millones de vueltas (L) tiene el mismo valor que en el caso anterior porque tiene las variables son las mismas. Para calcular la capacidad de carga dinámica (C) en el punto B, se utiliza también la misma fórmula. Pero ahora, el coeficiente *a* es igual 3, como se indica en los apuntes (Canalís Martinez, 2018), porque el rodamiento B es un rodamiento de bolas.

$$L = \left(\frac{C}{P\prime}\right)^a$$

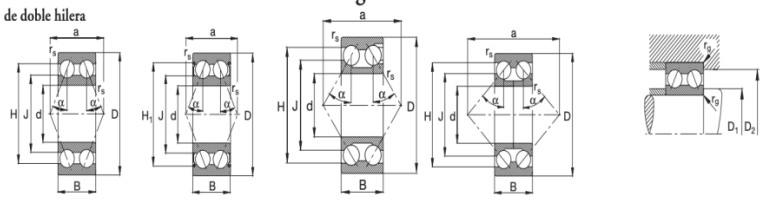
$$2667{,}6 = \left(\frac{C}{15}\right)^3 \quad \Rightarrow \quad C = 208 \text{ kN}$$

La capacidad de carga estática en este caso tampoco ha pasado por ninguna reducción. Ahora, se busca en el catálogo (Rodamiento FAG, 2019) un rodamiento de bolas de contacto angular que tenga C > 208kN y con un diámetro de 90mm. El rodamiento más apropiado en el punto B sería el rodamiento FAG 3318 que tiene C igual a 216kN, que es mayor que 208kN.

Tabla 9.4: Tabla de los rodamientos de bolas de contacto angular

Rodamientos FAG de bolas de contacto angular
de doble hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.



32B
Angulo de contacto α = 25°

32B.2ZR

32, 33
Angulo de contacto α = 35°

33DA aro interior partido
Angulo de contacto α = 45°

Eje	Dimensiones d mm	D	B	r_s min	a ≈	H ≈	H_1 ≈	J ≈	Peso ≈ kg	Capacidad de carga dyn. C kN	stat. C_0	Velocidad límite min^{-1}	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_2 max	r_g max
70	70	125	39,7	1,5	62	106,3		87	1,8	83	76,5	4500	6300	**3214B.TVH**	79	116	1,5
	70	150	63,5	2,1	109	131,9		98,5	5,03	143	166	4000	4800	**3314**	82	138	2,1
	70	150	63,5	2,1	141	132,4		103,4	5,36	163	156	4000	4800	**3314DA**	82	138	2,1
75	75	130	41,3	1,5	65	112,6		92,4	1,91	91,5	85	4300	6000	**3215B.TVH**	89,3	116,6	1,5
	75	160	68,3	2,1	117	141,2		105,5	6,4	163	193	3800	4300	**3315**	87	148	2,1
80	80	140	44,4	2	69	120,3		98,5	2,45	98	93	4000	5600	**3216B.TVH**	91	129	2
	80	140	44,4	2	69	120,3	125,4	98,5	2,48	98	93	3000	5600	**3216B.2ZR.TVH**	91	129	2
	80	170	68,3	2,1	123	149,7		111,8	7,26	176	212	3600	4000	**3316**	92	158	2,1
85	85	150	49,2	2	106	135,1		108,5	3,44	112	150	3800	5000	**3217**	96	139	2
	85	180	73	3	131	160		119,6	8,78	190	228	3400	3800	**3317M**	99	166	2,5
90	90	160	52,4	2	113	143,7		115,6	4,22	125	170	3600	4800	**3218**	104	146	2
	90	190	73	3	136	168,2		126,1	9,23	216	275	3200	3400	**3318**	104	176	2,5
95	95	170	55,6	2,1	120	152,8		122,2	5,31	140	186	3400	4500	**3219M**	107	158	2,1

9.1.4. Diseño del eje 2

Este eje, también se fija el diámetro con un valor de 130mm. Es razonable que el eje 2 tenga mayor diámetro que eje 1 porque eje 2 tiene que soportar un par mucho más grande. En la figura de abajo se muestran las fuerzas y sus sentidos sobre el eje 2.

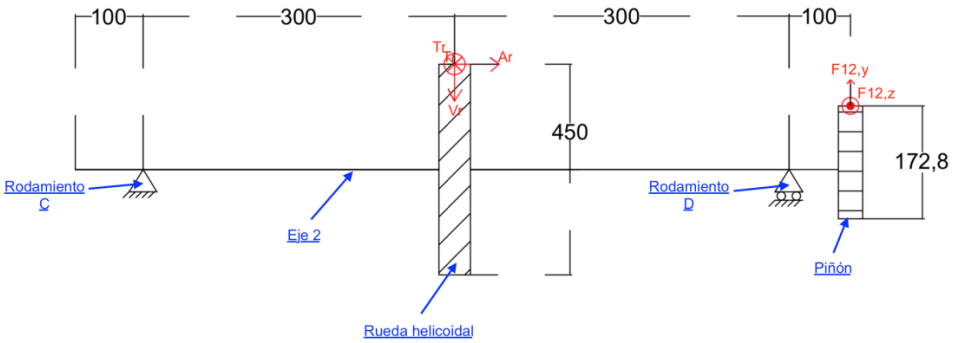


Figura 9.10: Dimensiones del eje de la rueda helicoidal

C y D son los rodamientos. La torsión en el piñón 1 tiene que oponerse a la torsión debida a la T_r en la rueda para asegurar que el eje 2 sea estáticamente estable. Para calcular los valores $F_{12,y}$ y $F_{12,z}$, se debe calcular la torsión debido a la T_r (M_{Tr}).

$$M_{Tr} = 31.002[N] \cdot \frac{450}{2}[mm] = 6.975.450 \text{ Nmm}$$

Para saber el ángulo que se forma en la cadena, es necesario conocer la distancia entre el centro de la rueda dentada y el centro del piñón (*l*) y la diferencia entre los diámetros. Se hace una estimación según la escala de la foto real por falta información para sacar *l*.

Figura 9.11: Foto real del piñón y la rueda de la escalera

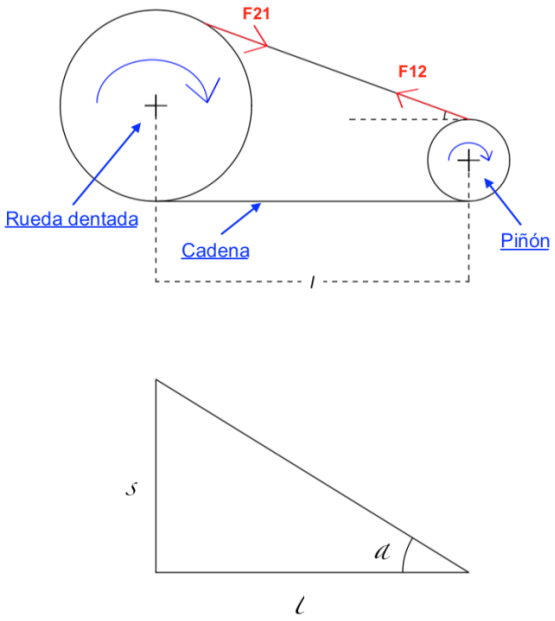


Figura 9.12: Detalles de la transmisión en el piñón y la rueda dentada

La estimación:

$d_{piñón}$ = 15mm = 172,8mm

l = 50mm = x

$$x = \frac{172{,}8}{15} \cdot 50 = 576 \approx 580 \text{ mm}$$

Cálculo del valor α:

$s = d_{rueda\ dentada} - d_{piñón} = 690 - 172{,}8 = 517{,}2$

$tg(\alpha) = \frac{s}{l} = \frac{517{,}2}{580} = 41{,}72^{o}$

Cálculo de las fuerzas:

$F_{12} = \frac{M_{Tr}}{r_{piñón}} = \frac{6.975.450[Nmm]}{172{,}8/_{2}[mm]} = 80.734{,}4\ N$

$F_{12y} = 80.734{,}4 \sin(41{,}72) = 53.728\ N$

$F_{12z} = 80.734{,}4 \cos(41{,}72) = 60.260{,}64\ N$

La referencia es:

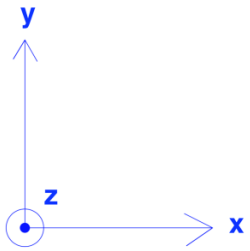


Figura 9.13: Dirección de los ejes de referencia 1

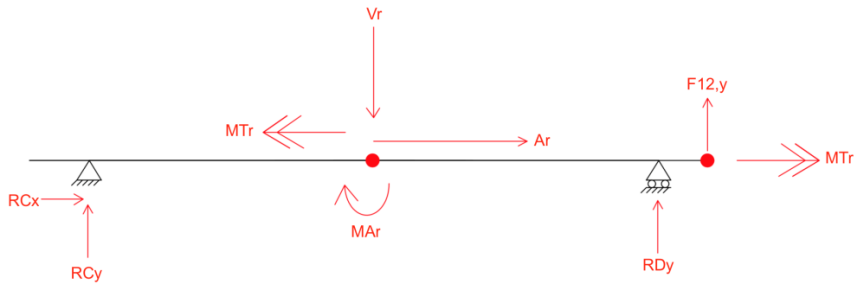


Figura 9.14: Direcciones de las cargas y las reacciones asumidas del eje_2 1

$\sum F_x = 0$; $R_{Cx} + 6.444 = 0$

$\sum F_y = 0$; $R_{Cy} + R_{Dy} - 11.483 + 53728 = 0$

$\sum M_C = 0$; $-225 \cdot 6.444 - 300 \cdot 11.483 + 600 \cdot R_{Dy} + 700 \cdot 53.728 = 0$

Se tienen tres ecuaciones y tres incógnitas. Se pueden resolver las ecuaciones con EES y los resultados son:

$R_{Cx} = -6.444\ N$

$R_{Cy} = 12.279{,}6\ N$

$R_{Dy} = -54.524{,}6\ N$

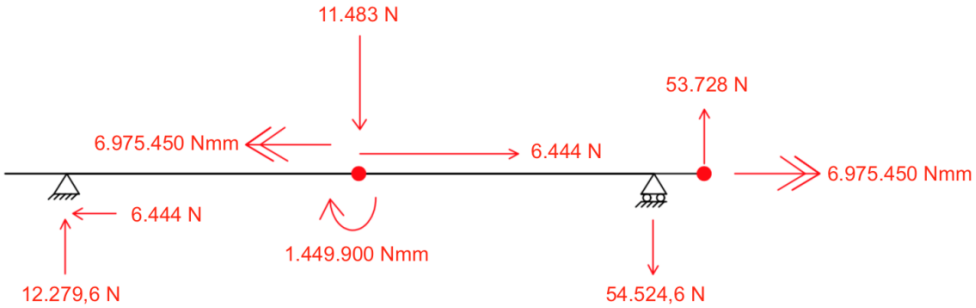


Figura 9.15: Direcciones de las cargas y las reacciones reales del eje$_2$ 1

Los diagramas de esfuerzos serían:

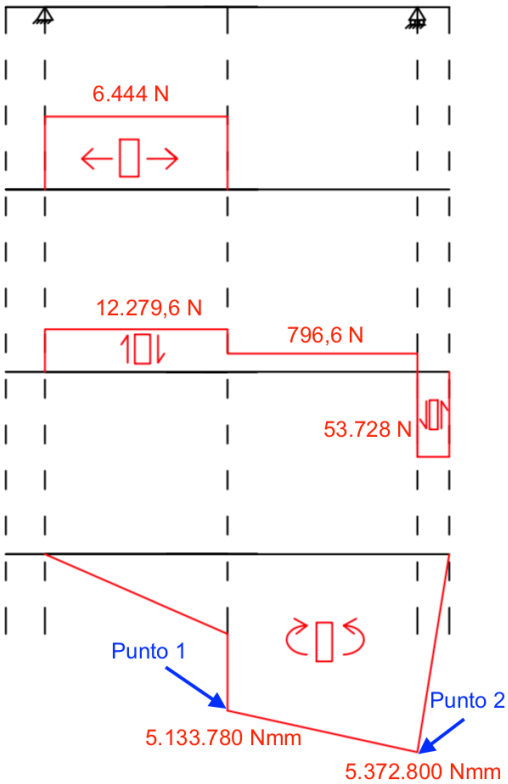


Figura 9.16: Diagramas de esfuerzos del eje$_2$ 1

Según los diagramas de esfuerzos, el punto más desfavorable está en el punto 2 porque ahí es donde el valor del flector es más alto.

Ahora, se gira la referencia en el eje x con 90° y sería:

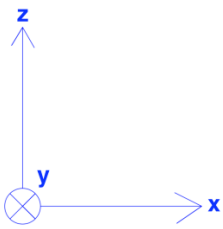


Figura 9.17: Dirección de los ejes de referencia 2

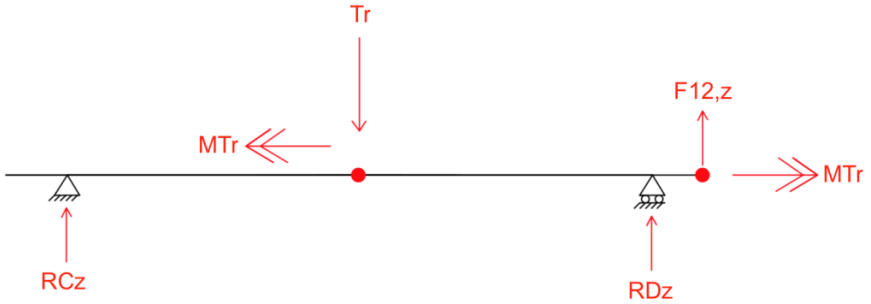


Figura 9.18: Direcciones de las cargas y las reacciones asumidas del eje_2 2

$$\sum F_z = 0 \quad ; R_{Cz} + R_{Dz} + 60.260{,}64 - 31.002 = 0$$
$$\sum M_A = 0 \quad ; -300 \cdot 31.002 + 600 \cdot R_{Dz} + 700 \cdot 60.260{,}64 = 0$$

Se tienen dos ecuaciones y dos incógnitas. Se pueden resolver las ecuaciones con EES y los resultados son:

$$R_{Cz} = 25.544{,}4 \text{ N}$$
$$R_{Dz} = -54.803 \text{ N}$$

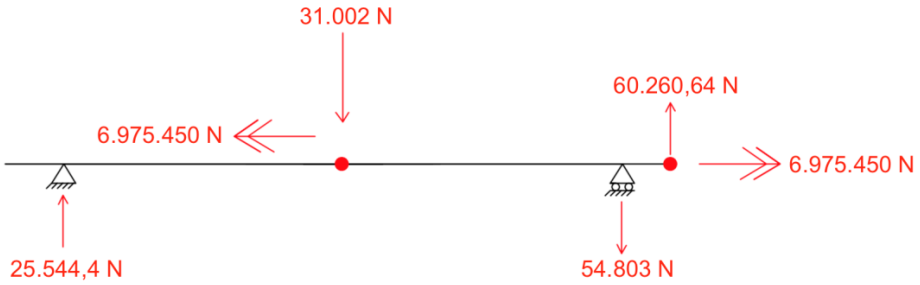


Figura 9.19: Direcciones de las cargas y las reacciones reales en eje_2 2

Con los valores de R_{Cy}, R_{Cz}, R_{Dy} y R_{Dz}, se puede concluir que se ha tomado la decisión correcta al restringir el movimiento axial en el rodamiento C porque tiene reacción radial menor que la reacción radial del rodamiento D.

Los diagramas de esfuerzos serían:

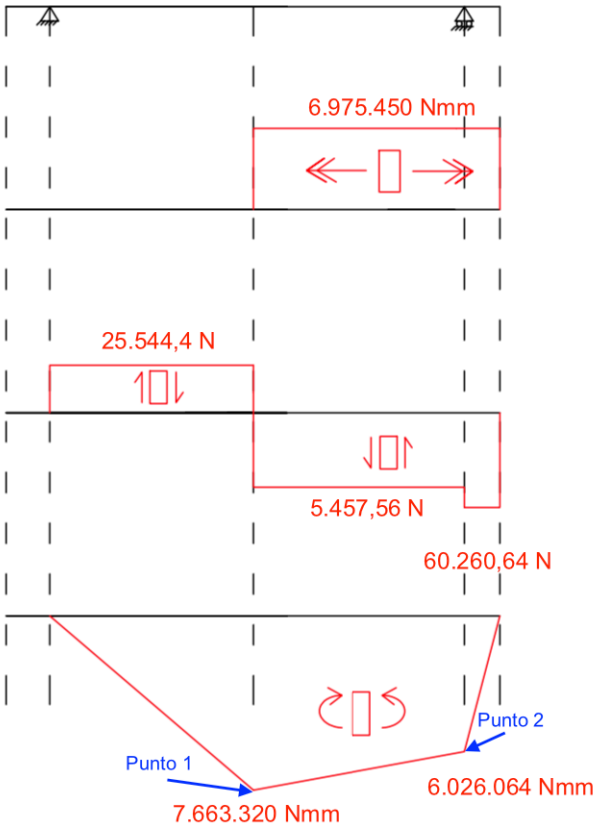


Figura 9.20: Diagramas de esfuerzos del eje$_2$ 2

Según los diagramas de esfuerzos, el punto más desfavorable está en el punto 1. Por lo tanto, se necesita calcular el flector resultante en ambos puntos para encontrar qué punto es más desfavorable.

$$M_{r1} = \sqrt{5.133.780^2 + 7.663.320^2} = 9.223.999{,}7 \text{ Nmm}$$
$$M_{r2} = \sqrt{5.372.800^2 + 6.026.064^2} = 8.073.439 \text{ Nmm}$$

Ahora, se sabe que el punto más desfavorable es el punto 1.

Se sigue con el cálculo de la tensión equivalente en este punto aplicando la Teoría de Von Mises.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{{\sigma_x}^2 + 3 \cdot {\tau_{xy}}^2}$$

- σ_x es la tensión debido a esfuerzos de flexión y esfuerzos tracción o compresión.
- τ_{xy} es la tensión debido a esfuerzos de torsión.

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} \qquad \tau_{xy} = \frac{M_t}{W_o}$$

- $W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 215.690\ mm^3$
- $W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 431.380\ mm^3$
- $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 13.273{,}22\ mm^3$ d es el diámetro del eje.

$$\sigma_{eq\ 2} = \sqrt{(\frac{6.444}{13.273{,}22} + \frac{9.223.999{,}72}{215.690})^2 + 3 \cdot (\frac{6.975.450}{431.380})^2} = 51{,}5\ MPa$$

El coeficiente de seguridad del reductor se ha elegido mayor o igual a 2. La resistencia a fluencia que tiene que tener el material debe ser mayor o igual a 103MPa. Para cumplir ambos requisitos, se elige el material S275JR (Union de Almacenistas de hierro de España, 2007) que tiene una resistencia a fluencia σ_f igual a 265MPa, que es mayor que 103MPa.

9.1.5. Selección de los rodamientos C y D

Para seleccionar los rodamientos en el eje 2, se siguen los mismos pasos que en el apartado 9.13. La velocidad angular en el eje 2 es 25 veces menor que la velocidad angular producida por el motor debido a la relación de transmisión entre el tornillo sin-fin y la rueda helicoidal. La duración, en horas, de funcionamiento (Lh) en este eje se mantiene en 30.000horas como en el caso anterior. La duración en millones de vueltas (L) en este caso será:

$$Lh = \frac{L \cdot 10^6}{n_{eje\ 2} \cdot 60}$$

$$L = \frac{30.000[horas] \cdot \frac{1482}{25}[rpm] \cdot 60}{10^6} = 106{,}7 \text{ millones de vueltas}$$

El rodamiento C tiene que soportar una carga radial de $\sqrt{(12.279^2 + 25.544{,}4^2}$ igual a 28.342,37N y una carga axial de 6444N. La carga radial es mucho mayor que la carga axial; por lo tanto, es más conveniente si se pone un rodamiento rígido de bolas en este punto. Según su catálogo (Canalís Martinez, 2018), la carga equivalente (P) viene con la fórmula:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X e Y son los coeficientes a los que se refiere la tabla en su catálogo. F_r es la carga radial, mientras que F_a es la carga axial. La relación entre F_a y F_r sería $\frac{6.444[N]}{28.342{,}37[N]}$ igual a 0,22. Ahora, para sacar los valores de los coeficiente, se pueden buscar en la tabla.

Tabla 9.5: Valores de los coeficientes X e Y

Coeficientes X e Y

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0{,}025$				2	0,22
$= 0{,}04$				1,8	0,24
$= 0{,}07$	1	0	0,56	1,6	0,27
$= 0{,}13$				1,4	0,31
$= 0{,}25$				1,2	0,37
$= 0{,}5$				1	0,44

La relación entre F_a y F_r es igual a *e* en la tabla. Así pues, el coeficiente X será 1 e Y será 0. Con estos valores, la P sería 28,342kN. Como se ha hecho antes, la carga total a considerar sobre el diente del engranaje (P') se puede calcular con la siguiente expresión con los mismos valores de los factores f_a y f_b:

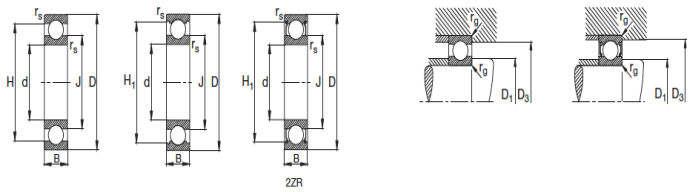
$$P' = f_a \cdot f_b \cdot P = 1{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot 28{,}342[kN] = 37{,}5kN$$

Aplicando la fórmula que se ha utilizada antes, $L = \left(\frac{C}{P'}\right)^a$ se puede sacar el valor de la capacidad de la carga dinámica (C) con el valor del coeficiente *a* igual a 3 porque el rodamiento C es un rodamiento de bolas. C sale igual a 177,8kN. La capacidad de carga dinámica del rodamiento C tiene que ser mayor o igual a 177,8kN, con un diámetro de 130mm. Si se ve a su catálogo (Rodamiento FAG, 2019), el rodamiento 6326M con la capacidad de carga dinámica 228kN cumple ambos requisitos.

Figura 9.6: Tabla de los rodamientos rígidos de bolas

Rodamientos FAG rígidos de bolas
de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una du
de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.



Eje	Dimensiones d mm	D	B	r_s min	H ≈	H_1 ≈	J ≈	Peso ≈ kg	Capacidad de carga dyn. C kN	stat. C_0	Velocidad límite min^{-1}	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_3 max	r_g max
100	100	180	34	2,1	154,8		125,2	3,3	122	93	8000	5300	**6220**	112	168	2,1
	100	180	34	2,1	154,8	158,9	124,7	3,36	122	93	3400	5300	**6220.2ZR**	112	168	2,1
	100	215	47	3	179		138,6	7,67	163	134	7000	5000	**6320**	114	201	2,5
	100	215	47	3	179	184,6	138,1	7,78	163	134	3000	5000	**6320.2ZR**	114	201	2,5
105	105	160	18	1	141,2		124,2	1,24	54	54	9500	4500	**16021**	109,6	155,4	1
	105	160	26	2	142,4		122,1	1,67	71	64	9000	5600	**6021**	113,8	151,2	2
	105	160	26	2	142,4	145,3	121,7	1,7	71	64	3800	5600	**6021.2ZR**	113,8	151,2	2
	105	190	36	2,1	163,2		131,9	3,88	132	104	7500	5000	**6221**	117	178	2,1
	105	190	36	2,1	163,2	168,1	131,5	3,99	132	104	3200	5000	**6221.2ZR**	117	178	2,1
	105	225	49	3	187		144,5	8,7	173	146	6700	4800	**6321**	119	211	2,5
110	110	170	19	1	149,5		130,7	1,51	57	57	9000	4300	**16022**	114,6	165,4	1
	110	170	28	2	150,9		129,2	2,06	80	71	8500	5600	**6022**	118,8	161,2	2
	110	170	28	2	150,9	155	128,7	2,11	80	71	3600	5600	**6022.2ZR**	118,8	161,2	2
	110	200	38	2,1	171,6		138,5	4,64	143	116	7000	4800	**6222**	122	188	2,1
	110	200	38	2,1	171,6	177,2	138	4,8	143	116	3000	4800	**6222.2ZR**	122	188	2,1
	110	240	50	3	197,4		153,4	10,3	190	166	6300	4500	**6322**	124	226	2,5
	110	240	50	3	197,4	203,1	152,8	10,5	190	166	2600	4500	**6322.2ZR**	124	226	2,5
120	120	180	19	1	159,5		140,7	1,82	61	64	8000	4000	**16024**	124,6	175,4	1
	120	180	28	2	161,2		139,9	2,18	83	78	8000	5000	**6024**	128,8	171,2	2
	120	180	28	2	161,2	165,4	139,4	2,23	83	78	3400	5000	**6024.2ZR**	128,8	171,2	2
	120	215	40	2,1	184,9		151,6	5,62	146	122	6700	4500	**6224**	132	203	2,1
	120	260	55	3	214,8		165,1	12,8	212	190	6000	4000	**6324**	134	246	2,5
130	130	200	22	1,1	176,6		154,8	2,41	78	81,5	7500	3800	**16026**	136	194	1
	130	200	33	2	178,5		152,8	3,34	104	100	7000	4500	**6026**	138,8	191,2	2
	130	200	33	2	177,8	182	152,8	3,45	104	100	3000	4500	**6026.2ZR**	138,8	191,2	2
	130	230	40	3	198,5		161,5	6,24	166	146	6300	4000	**6226**	144	216	2,5
	130	280	58	4	231,2		178,9	18,3	228	216	5600	3800	**6326M**	147	263	3

El rodamiento D solamente soporta la carga radial de $\sqrt{54.524^2 + 54.803^2}$ igual a 77.306N. La carga equivalente (P) es igual a la carga radial porque no tiene carga axial. P,'que es el producto de P, f_a y f_b, sería 102kN con los valores de los factores 1,1 y 1,2, respectivamente. Se puede ver que el valor P' es muy elevado. Así que, se debe elegir un rodamiento de rodillos oscilantes porque este tipo de rodamiento soporta una gran carga. Se puede obtener la capacidad de carga dinámica con la siguiente expresión con el coeficiente *a* igual a $\frac{10}{3}$.

$$L = \left(\frac{C}{P\prime}\right)^{a}$$

$$106{,}7 = \left(\frac{C}{102}\right)^{\frac{10}{3}} \Rightarrow C = 483{,}22\text{kN}$$

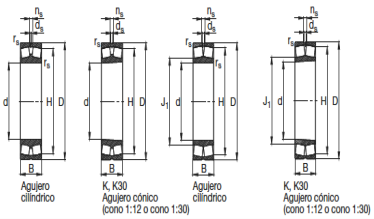
Para un valor de C de este punto igual a 483,22kN y el diámetro igual a 130mm, se puede elegir el rodamiento 24026S.MB, que soporta una carga dinámica hasta 500kN.

Tabla 9.7: Tabla de los rodamientos oscilantes de rodillos

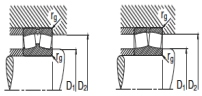
Rodamientos FAG oscilantes de rodillos

con agujero cilíndrico y cónico

Diseño E



Diseño E



Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.

Eje	Dimensiones d mm	D	B	$r_{s\,min}$	H ≈	J_1 ≈	n_s	d_s	Peso ≈ kg	Capacidad de carga · Factor din. C kN	e	$F_a/F_r \leq e$ Y	$F_a/F_r > e$ Y	estát. C_0 kN	Y_0	Velocidad límite min^{-1}	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_2 máx	$r_{s\,máx}$
110	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,7	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**22322E**	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,7	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**22322E.T41A**	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,4	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**22322EK**	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,4	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**22322EK.T41A**	124	226	2,5
	110	240	92,1	3	200,1		12,2	6,3	21,3	830	0,43	1,57	2,34	1080	1,53	2600		**23322AS.MA.T41A**	124	226	2,5
120	120	180	46	2	164,7		6,5	3,2	4,17	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024EAS.M**	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7		6,5	3,2	4,09	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024EASK.M**	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7	133,1	6,5	3,2	3,86	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024ES.TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7	133,1	6,5	3,2	3,67	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024ESK.TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	160,4	132	6,5	3,2	5,65	455	0,29	2,3	3,42	800	2,25	3000	2200	**24024ES.TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	160,4	132	6,5	3,2	5,3	455	0,29	2,3	3,42	800	2,25	3000	2200	**24024ESK30TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	159,9		6,5	3,2	5,46	405	0,32	2,09	3,11	710	2,04	2600	2400	**24024S.MB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	159,9		6,5	3,2	5,35	405	0,32	2,09	3,11	710	2,04	2600	2400	**24024SK30MB**	128,8	171,2	2
	120	200	62	2	177,3		9,5	4,8	7,7	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124EAS.M**	131	189	2
	120	200	62	2	177,3		9,5	4,8	7,57	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124EASK.M**	131	189	2
	120	200	62	2	177,3	136,2	9,5	4,8	7,39	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124ES.TVPB**	131	189	2
	120	200	62	2	177,3	136,2	9,5	4,8	7,06	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124ESK.TVPB**	131	189	2
	120	200	80	2	170,6	136,3	6,5	3,2	11,6	655	0,37	1,84	2,74	1120	1,8	2200	1600	**24124ES.TVPB**	131	189	2
	120	200	80	2	170,6	136,3	6,5	3,2	11,5	655	0,37	1,84	2,74	1120	1,8	2200	1600	**24124ESK30TVPB**	131	189	2
	120	215	58	2,1	191,9	141,8	12,2	6,3	8,84	540	0,25	2,71	4,04	720	2,65	3400	2800	**22224E**	132	203	2,1
	120	215	58	2,1	191,9	141,8	12,2	6,3	8,84	540	0,25	2,71	4,04	720	2,65	3400	2800	**22224EK**	132	203	2,1
	120	215	76	2,1	185,5		9,5	4,8	12,1	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224EAS.M**	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5		9,5	4,8	11,4	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224EASK.M**	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5	139,1	9,5	4,8	11,5	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224ES.TVPB**	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5	139,1	9,5	4,8	11,1	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224ESK.TVPB**	132	203	2
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,5	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**22324E**	134	246	2,5
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,5	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**22324E.T41A**	134	246	2,5
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,1	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**22324EK**	134	246	2,5
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,1	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**22324EK.T41A**	134	246	2,5
	120	260	106	3	215		12,2	6,3	29,1	1020	0,45	1,5	2,23	1430	1,46	2400		**23324AS.MA.T41A**	134	246	2,5
130	130	200	52	2	182,3		9,5	4,8	6,45	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026EAS.M**	138,8	191,2	2
	130	200	52	2	182,3		9,5	4,8	5,7	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026EASK.M**	138,8	191,2	2
	130	200	52	2	182,3	145,9	9,5	4,8	5,61	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026ES.TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	52	2	182,3	145,9	9,5	4,8	5,42	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026ESK.TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	69	2	176,9	144,7	6,5	3,2	7,72	570	0,31	2,21	3,29	1020	2,16	2600	2000	**24026ES.TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	69	2	176,9	144,7	6,5	3,2	7,57	570	0,31	2,21	3,29	1020	2,16	2600	2000	**24026ESK30TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	69	2	175,6		6,5	3,2	8,22	500	0,34	1,99	2,96	900	1,94	2600	2200	**24026S.MB**	138,8	191,2	2
	130	210	64	2	187,3		9,5	4,8	8,45	570	0,28	2,45	3,64	865	2,39	3000	2200	**23126EAS.M**	141	199	2

9.1.6. Cálculo de la fatiga

Ambos ejes tienen el mismo material, que es S275JR, y según el catálogo (Union de Almacenistas de hierro de España, 2007), este material está laminado en frio y tiene una resistencia a la rotura (σ_r) de 410MPa y la resistencia a la fluencia (σ_f) de 265MPa. Se quiere calcular su fatiga con una confiabilidad del 99% con $\sigma_{eq,1}$ igual a 41,1MPa y $\sigma_{eq,2}$ igual a 51,5MPa. σ_{eq} es la tensión equivalente de Von Mises, la cual se han calculado en los apartados anteriores.

Si se aplica el método de ajuste lineal-logarítmico, se estima que el límite de fatiga de la probeta cuando el fallo se produce a los 10^3 ciclos (S'_{10^3}) es 0,9 veces la resistencia a tracción del material (R_m). El valor del límite de fatiga del material a vida alta (S'_e) sería la mitad de la resistencia a tracción del material cuando la R_m del material sea menor o igual a 1.400MPa. R_m del material es igual a la tensión a la rotura del mismo material.

$$S'_{10^3} = 0{,}9 \cdot 410[\text{MPa}] = 369\text{MPa}$$

$$S'_e = 0{,}5 \cdot 410[\text{MPa}] = 205\text{MPa}$$

$$S_{10^3} = \frac{Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Ke \cdot Kcar \cdot S'_{10^3}}{Kf}$$

$$S_e = \frac{Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Ke \cdot Kcar \cdot S\prime_e}{Kf}$$

Ka, Kb, Kc, Ke, Kcar y Kf son los factores correctores. Ka es el factor de superficie que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y también depende de la resistencia última del acero. Ka para S_e viene con la fórmula:

$$Ka_{Se} = a \cdot R_m^b$$

Se pueden ver los valores de a y b en la siguiente tabla para el tipo de acabado superficial de S275JR, que es mecanizado en frio (Canalís Martinez, 2018).

Tabla 9.8: Valores del factor a y b

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	−0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	−0.265
Laminado en caliente	57.70	−0.718
Forjado	272.00	−0.995

$$Ka_{Se} = 4{,}51 \cdot 410^{-0{,}265} = 0{,}9157$$
$$Ka_{s10^3} = 1 \quad \text{(Canalís Martinez, 2018)}$$

Kb es el factor de tamaño. Cuanto mayor es el tamaño de la pieza, menor es su resistencia. Para ambos ejes, sometidos a flexión y torsión, si el diámetro del eje (d_e) está entre 8mm y 250mm, su Kb para S_e viene con la fórmula:

$$Kb_{Se} = 1{,}189 \cdot d_e^{-0{,}097}$$

El valor de Kb_{Se} depende del diámetro de la probeta o del eje. Entonces, los ejes 1 y 2 tienen distintos valores de Kb_{Se}, que son:

$$Kb_{Se,eje1} = 1{,}189 \cdot 90^{-0{,}097} = 0{,}768$$
$$Kb_{Se,eje2} = 1{,}189 \cdot 130^{-0{,}097} = 0{,}7415$$

$$Kb_{s10^3} = 1 \quad \text{(Canalís Martinez, 2018)}$$

Kc es el factor de confiabilidad, corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss, se obtiene la siguiente tabla (Canalís Martinez, 2018).

Tabla 9.8: Valores del coeficiente K_c

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Para tener una confiabilidad del 99%, Kc es igual a 0,814.

Kcar es el factor de carga, que depende del tipo de carga a la que se somete el eje. Si una probeta o eje son sometidos a torsión y cortante y/o flexión como los ejes 1 y 2, el valor Kcar es 0,577.

Ke es el factor de efectos varios. Como a los ejes 1 y 2 no les afecta ningún factor más allá de los ya mencionados, entonces Ke es igual a 1. Por último, Kf es el factor de concentradores de esfuerzos. En este caso, simplemente se considera Kf es igual a 1.

Una vez ya conocidos todos los valores de los factores, se pueden calcular los valores de S_{10^3} y S_e. Y a partir de esto, se puede estimar el número de ciclos de las probetas (2N) con la fórmula:

$$\sigma_{eq} = A \cdot (2N)^B \quad \begin{cases} A = \dfrac{S_{10^3}^2}{S_e} \\ B = \dfrac{\log\left(\frac{S_{10^3}}{S_e}\right)}{3} \end{cases}$$

<u>Eje 1:</u>

S_{10^3} = 173,3 MPa
S_e = 67,7 MPa
A = 443,5 MPa
B = -0,136

La ecuación sería:

$41{,}1 = 443{,}5 \cdot (2N)^{-0{,}136}$ ⟹ 2N = 39.442.927 > 6.000.000
Entonces se puede considerar una vida infinita

<u>Eje 2:</u>

S_{10^3} = 173,3 MPa
S_e = 65,33 MPa
A = 459,69 MPa
B = -0,141

La ecuación sería:

$51{,}5 = 459{,}69 \cdot (2N)^{-0{,}141}$ ⟹ 2N = 5.524.005 ≈ 6.000.000
Entonces se puede considerar una vida infinita

9.1.7. Cálculo de la chaveta

Para asegurar que las fuerzas están bien transmitidas, se debe comprobar que la chaveta puesta entre la rueda helicoidal y el eje 2 no tiene fallo debido a cortante ni por aplastamiento. En este proyecto, la chaveta diseñada es como la de la figura abajo. También se quiere que el coeficiente de seguridad sea igual a 2.

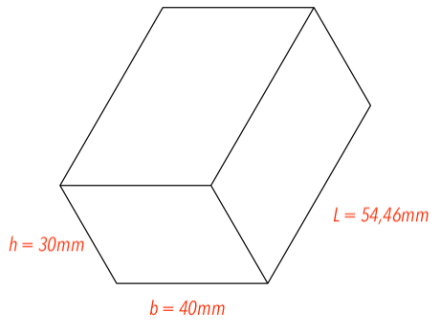


Figura 9.21: Dimensiones de la chaveta

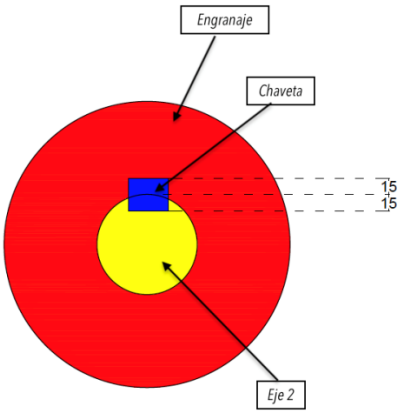


Figura 9.22: Posición de la chaveta

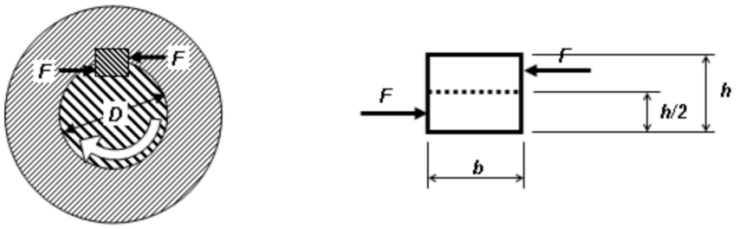


Figura 9.23: Dirección de fuerza

Con las dimensiones diseñadas y el coeficiente elegido, se puede asignar un material adecuado con los siguientes cálculos:

$$F_{chaveta} = \frac{M_{Tr}}{r_{eje2}} = \frac{6.975.450[Nmm]}{65[mm]} = 107.314{,}6N$$

Fallo a cortante:

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A_C}$$

A_c es el área de cortadura. En este caso, la posición más probable en la que se produzca el corte sería como en la figura de abajo.

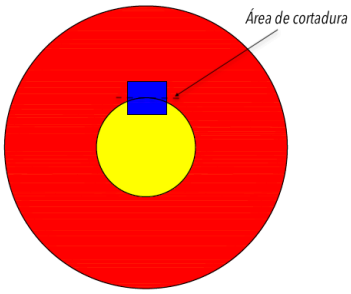


Figura 9.24: Área de cortadura

$$\tau = \frac{107.314,6}{54,46 \cdot 40} = 49,2\text{MPa}$$

$$Cs = \frac{\sigma_F}{2\tau}$$ Con Cs igual a 2, σ_F sale 196,8MPa

Como el área de contacto entre la chaveta y el eje es idéntica al área de contacto entre la chaveta y el engranaje, entonces la tensión de aplastamiento es la misma.

Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{chaveta}}{A_{aplastamiento}}$$ $A_{aplastamiento}$ es el área del contacto

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{107.314,6}{54,46 \cdot 15} = 131,3\text{MPa}$$

$$Cs = \frac{\sigma_F}{\sigma_{aplastamiento}}$$ Con Cs igual a 2, σ_F sale 262MPa

Lógicamente, para cumplir ambos casos, se tiene que elegir la tensión de fluencia mayor. Por lo tanto, se debe elegir un material que tenga tensión de fluencia mayor o igual a 262MPa. Se elige el material S275JR (Union de Almacenistas de hierro de España, 2007), que tiene la resistencia a fluencia σ_f igual a 265MPa.

9.1.8. Conclusiones

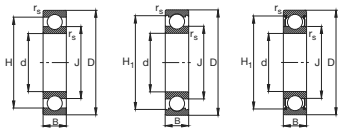
Con el diseño propuesto, existen materiales que se pueden asignar al eje y los engranajes; también hay los rodamientos que pueden soportar las cargas calculadas; y los ejes han sido probados de tal forma que tengan una vida infinita. Además, también se cumple que la chaveta diseñada puede trabajar sin problema con la carga calculada.

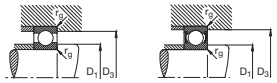
Pero, lo más importante es que este reductor se puede instalar entre plantas gracias a su dimensión 800x600x690mm (longitud x altura x anchura).

9.2. ANEXO 2: CATÁLOGOS DE LOS RODAMIENTOS

Rodamientos FAG rígidos de bolas
de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.



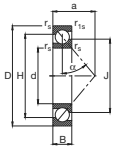


Eje	Dimensiones d mm	D	B	r_s min	H ~	H_1 ~	J ~	Peso ~ kg	Capacidad de carga dyn. C kN	stat. C_0	Velocidad límite min^{-1}	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_3 max	r_g max
100	100	180	34	2,1	154,8		125,2	3,3	122	93	8000	5300	**6220**	112	168	2,1
	100	180	34	2,1	154,8	158,9	124,7	3,36	122	93	3400	5300	**6220.2ZR**	112	168	2,1
	100	215	47	3	179		138,6	7,67	163	134	7000	5000	**6320**	114	201	2,5
	100	215	47	3	179	184,6	138,1	7,78	163	134	3000	5000	**6320.2ZR**	114	201	2,5
105	105	160	18	1	141,2		124,2	1,24	54	54	9500	4500	**16021**	109,6	155,4	1
	105	160	26	2	142,4		122,1	1,67	71	64	9000	5600	**6021**	113,8	151,2	2
	105	160	26	2	142,4	145,3	121,7	1,7	71	64	3800	5600	**6021.2ZR**	113,8	151,2	2
	105	190	36	2,1	163,2		131,9	3,88	132	104	7500	5000	**6221**	117	178	2,1
	105	190	36	2,1	163,2	168,1	131,5	3,99	132	104	3200	5000	**6221.2ZR**	117	178	2,1
	105	225	49	3	187		144,5	8,7	173	146	6700	4800	**6321**	119	211	2,5
110	110	170	19	1	149,5		130,7	1,51	57	57	9000	4300	**16022**	114,6	165,4	1
	110	170	28	2	150,9		129,2	2,06	80	71	8500	5600	**6022**	118,8	161,2	2
	110	170	28	2	150,9	155	128,7	2,11	80	71	3600	5600	**6022.2ZR**	118,8	161,2	2
	110	200	38	2,1	171,6		138,5	4,64	143	116	7000	4800	**6222**	122	188	2,1
	110	200	38	2,1	171,6	177,2	138	4,8	143	116	3000	4800	**6222.2ZR**	122	188	2,1
	110	240	50	3	197,4		153,4	10,3	190	166	6300	4500	**6322**	124	226	2,5
	110	240	50	3	197,4	203,1	152,8	10,5	190	166	2600	4500	**6322.2ZR**	124	226	2,5
120	120	180	19	1	159,5		140,7	1,62	61	64	8000	4000	**16024**	124,6	175,4	1
	120	180	28	2	161,2		139,9	2,18	83	78	8000	5000	**6024**	128,8	171,2	2
	120	180	28	2	161,2	165,4	139,4	2,23	83	78	3400	5000	**6024.2ZR**	128,8	171,2	2
	120	215	40	2,1	184,9		151,6	5,62	146	122	6700	4500	**6224**	132	203	2,1
	120	260	55	3	214,8		165,1	12,8	212	190	6000	4000	**6324**	134	246	2,5
130	130	200	22	1,1	176,6		154,8	2,41	78	81,5	7500	3800	**16026**	136	194	1
	130	200	33	2	178,5		152,8	3,34	104	100	7000	4500	**6026**	138,8	191,2	2
	130	200	33	2	177,8	182	152,8	3,45	104	100	3000	4500	**6026.2ZR**	138,8	191,2	2
	130	230	40	3	198,5		161,5	6,24	166	146	6300	4000	**6226**	144	216	2,5
	130	280	58	4	231,2		178,9	18,3	228	216	5600	3800	**6326M**	147	263	3
140	140	210	22	1,1	186,6		164,8	2,55	80	86,5	7000	3600	**16028**	146	204	1
	140	210	33	2	187,4		162,4	3,57	108	108	6700	4300	**6028**	148,8	201,2	2
	140	210	33	2	187,4	191,3	161,8	3,65	108	108	2800	4300	**6028.2ZR**	148,8	201,2	2

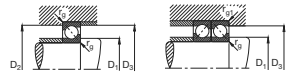
Bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactarnos.

Rodamientos FAG de bolas de contacto angular
de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.



B
Angulo de contacto α = 40°



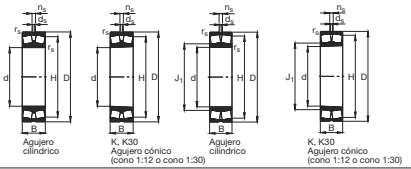
Eje	Dimensiones d mm	D	B	r_s min	r_{1s} min	a ~	H ~	J ~	Peso ~ kg	Capacidad de carga dyn. C kN	stat. C_0	Velocidad límite min^{-1}	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_2 max	D_3 max	r_g max	r_{1g} max
70	70	125	24	1,5	1	53	104,2	91	1,08	69,5	58,5	5600	6700	**7214B.TVP**	79	116	119,4	1,5	1
	70	150	35	2,1	1,1	64	119,6	101,5	2,57	114	86,5	5000	5600	**7314B.TVP**	82	138	143	2,1	1
75	75	130	25	1,5	1	56	109,2	96,5	1,16	68	58,5	5300	6700	**7215B.TVP**	84	121	124,4	1,5	1
	75	160	37	2,1	1,1	68	127,9	108,2	3,08	127	100	4500	5300	**7315B.TVP**	87	148	153	2,1	1
80	80	140	26	2	1	59	117,2	102,9	1,42	80	69,5	5000	6000	**7216B.TVP**	91	129	134,4	2	1
	80	170	39	2,1	1,1	72	136,7	115,7	3,66	140	114	4300	4800	**7316B.TVP**	92	158	163	2,1	1
85	85	150	28	2	1	63	125	110,6	1,82	90	80	4500	6000	**7217B.TVP**	96	139	144,4	2	1
	85	180	41	3	1,1	76	144	122	4,26	150	127	4000	4500	**7317B.TVP**	99	166	173	2,5	1
90	90	160	30	2	1	67	133,4	117,5	2,21	106	93	4300	5600	**7218B.TVP**	101	149	154,4	2	1
	90	190	43	3	1,1	80	152,2	129	4,99	160	140	3800	4300	**7318B.TVP**	104	176	183	2,5	1
95	95	170	32	2,1	1,1	72	141,5	124,7	2,63	116	100	4000	5300	**7219B.TVP**	107	158	163	2,1	1
	95	200	45	3	1,1	84	159,5	137,1	5,77	173	153	3800	4000	**7319B.TVP**	109	186	193	2,5	1
100	100	180	34	2,1	1,1	76	149,6	131,5	3,16	129	114	3800	5000	**7220B.TVP**	112	168	173	2,1	1
	100	215	47	3	1,1	90	171,3	144,9	7,16	193	180	3600	3600	**7320B.TVP**	114	201	208	2,5	1
105	105	190	36	2,1	1,1	80	157,7	138,2	4,18	143	129	6000	4800	**7221B.MP**	117	178	183	2,1	1
	105	225	49	3	1,1	94	178,9	154	9	200	193	5300	3400	**7321B.MP**	119	211	218	2,5	1
110	110	200	38	2,1	1,1	84	165,7	144,9	4,44	153	143	3600	4500	**7222B.TVP**	122	188	193	2,1	1
	110	240	50	3	1,1	98	190,3	161	9,73	224	224	3400	3200	**7322B.TVP**	124	226	233	2,5	1
120	120	215	40	2,1	1,1	90	178,9	157,2	5,31	166	160	3400	4300	**7224B.TVP**	132	203	208	2,1	1
	120	260	55	3	1,1	107	206,5	175	12,4	250	260	3200	3000	**7324B.TVP**	134	246	253	2,5	1
130	130	230	40	3	1,1	96	191,8	169,7	6,12	186	190	3200	3800	**7226B.TVP**	144	216	223	2,5	1
	130	280	58	4	1,5	115	222,5	188,5	15,1	275	300	3000	2600	**7326B.TVP**	147	263	271	3	1,5
140	140	250	42	3	1,1	103	207,5	183,5	8,55	196	212	4800	3400	**7228B.MP**	154	236	243	2,5	1
	140	300	62	4	1,5	123	237	203	20,4	300	340	4300	2400	**7328B.MP**	157	283	291	3	1,5
150	150	270	45	3	1,1	111	223,5	197,5	10,9	224	255	4500	3000	**7230B.MP**	164	256	263	2,5	1
	150	320	65	4	1,5	131	253,9	217	24,8	325	390	3800	2200	**7330B.MP**	167	303	311	3	1,5
160	160	290	48	3	1,1	118	238	212	13,5	236	280	4300	2800	**7232B.MP**	174	276	283	2,5	1
	160	340	68	4	1,5	139	270	231	29	360	450	3600	2000	**7332B.MP**	177	323	331	3	1,5

Bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactarnos.

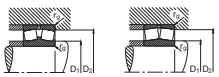
Rodamientos FAG oscilantes de rodillos

con agujero cilíndrico y cónico

Diseño E



Diseño E

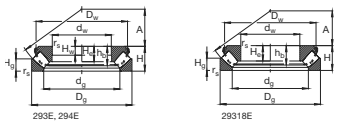


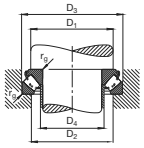
Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_u/P_u \geq 8$, ver Pág.41.

Eje	Dimensiones d mm	D	B	r_s min	H ~	J_1 ~	n_s	d_s	Peso ~ kg	Capacidad de carga · Factor din. C kN	e	$F_a/F_r \leq e$ Y	$F_a/F_r > e$ Y	estát. C_0 kN	Y_0	Velocidad límite min⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_2 max	r_g máx
110	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,7	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**22322E**	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,7	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**22322E.T41A**	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,4	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**23322EK**	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,4	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	**23322EK.T41A**	124	226	2,5
	110	240	92,1	3	200,1		12,2	6,3	21,3	830	0,43	1,57	2,34	1080	1,53	2600		**23322AS.MA.T41A**	124	226	2,5
120	120	180	46	2	164,7		6,5	3,2	4,17	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024EAS.M**	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7		6,5	3,2	4,09	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024EASK.M**	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7	133,1	6,5	3,2	3,86	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024ES.TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7	133,1	6,5	3,2	3,67	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	**23024ESK.TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	160,4	132	6,5	3,2	5,65	455	0,29	2,3	3,42	800	2,25	3000	2200	**24024ES.TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	160,4	132	6,5	3,2	5,3	455	0,29	2,3	3,42	800	2,25	3000	2200	**24024ESK30TVPB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	159,9		6,5	3,2	5,46	405	0,32	2,09	3,11	710	2,04	2600	2400	**24024S.MB**	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	159,9		6,5	3,2	5,35	405	0,32	2,09	3,11	710	2,04	2600	2400	**24024SK.MB**	128,8	171,2	2
	120	200	62	2	177,3		9,5	4,8	7,7	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124EAS.M**	131	189	2
	120	200	62	2	177,3		9,5	4,8	7,57	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124EASK.M**	131	189	2
	120	200	62	2	177,3	136,2	9,5	4,8	7,39	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124ES.TVPB**	131	189	2
	120	200	62	2	177,3	136,2	9,5	4,8	7,06	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	**23124ESK.TVPB**	131	189	2
	120	200	80	2	170,6	136,3	6,5	3,2	11,6	655	0,37	1,84	2,74	1120	1,8	2200	1600	**24124ES.TVPB**	131	189	2
	120	200	80	2	170,6	136,3	6,5	3,2	11,5	655	0,37	1,84	2,74	1120	1,8	2200	1600	**24124ESK30TVPB**	131	189	2
	120	215	58	2,1	191,9	141,8	12,2	6,3	8,84	540	0,25	2,71	4,04	720	2,65	3400	2800	**22224E**	132	203	2,1
	120	215	58	2,1	191,9	141,8	12,2	6,3	8,84	540	0,25	2,71	4,04	720	2,65	3400	2800	**22224EK**	132	203	2,1
	120	215	76	2,1	185,5		9,5	4,8	12,1	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224EAS.M**	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5		9,5	4,8	11,4	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224EASK.M**	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5	139,1	9,5	4,8	11,5	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224ES.TVPB**	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5	139,1	9,5	4,8	11,1	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	**23224ESK.TVPB**	132	203	2
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,5	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**22324E**	134	246	2,5
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,5	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**22324E.T41A**	134	246	2,5
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,1	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**23324EK**	134	246	2,5
	120	260	86	3	222,4	150,7	15	8	22,1	900	0,33	2,06	3,06	1140	2,01	2600	2000	**23324EK.T41A**	134	246	2,5
	120	260	106	3	215		12,2	6,3	29,1	1020	0,45	1,5	2,23	1430	1,46	2400		**23324AS.MA.T41A**	134	246	2,5
130	130	200	52	2	182,3		9,5	4,8	6,45	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026EAS.M**	138,8	191,2	2
	130	200	52	2	182,3		9,5	4,8	5,7	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026EASK.M**	138,8	191,2	2
	130	200	52	2	182,3	145,9	9,5	4,8	5,61	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026ES.TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	52	2	182,3	145,9	9,5	4,8	5,42	455	0,23	2,95	4,4	720	2,89	3600	2600	**23026ESK.TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	69	2	176,9	144,7	6,5	3,2	7,72	570	0,31	2,21	3,29	1020	2,16	2600	2000	**24026ES.TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	69	2	176,9	144,7	6,5	3,2	7,57	570	0,31	2,21	3,29	1020	2,16	2600	2000	**24026ESK30TVPB**	138,8	191,2	2
	130	200	69	2	175,6		6,5	3,2	8,22	500	0,34	1,99	2,96	900	1,94	2600	2200	**24026S.MB**	138,8	191,2	2
	130	210	64	2	187,3		9,5	4,8	8,45	570	0,28	2,45	3,64	865	2,39	3000	2200	**23126EAS.M**	141	199	2
	130	210	64	2	187,3		9,5	4,8	8,1	570	0,28	2,45	3,64	865	2,39	3000	2200	**23126EASK.M**	141	199	2
	130	210	64	2	187,3	146	9,5	4,8	8,11	570	0,28	2,45	3,64	865	2,39	3000	2200	**23126ES.TVPB**	141	199	2
	130	210	64	2	187,3	146	9,5	4,8	7,82	570	0,28	2,45	3,64	865	2,39	3000	2200	**23126ESK.TVPB**	141	199	2

Bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactarnos.

Rodamientos FAG axiales oscilantes de rodillos





Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_u/P_u \geq 8$, ver Pág.41.

Eje	Dimensiones d_w mm	d_s	D_w	D_g	H	H_g	H_w	H_s	r_s min	h_s	A	Peso ~ kg	Capacidad de carga din. C kN	estát. C_0 kN	Velocidad límite min⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares D_1 min mm	D_2 máx	D_3 mín	D_4 máx	r_g máx
60	60	88	115	130	42	20	15	27	1,5	36	38	2,4	335	900	3600	4800	**29412E**	90	107	133	70	1,5
65	65	94	125	140	45	21	16	29,5	2	38	42	3,03	380	1020	3400	4500	**29413E**	100	115	143	73	2
70	70	102	135	150	48	23	17	31	2	40	44	3,71	430	1200	3000	4000	**29414E**	105	124	153	80	2
75	75	108	140	160	51	24	18	33,5	2	43	47	4,4	490	1370	2800	3600	**29415E**	115	132	163	86	2
80	80	116	150	170	54	26	19	35	2,1	45	50	5,28	550	1560	2800	3400	**29416E**	120	141	173	91	2,1
85	85	111	135	150	39	19	14	24,5	1,5	33	50	2,54	345	1060	3400	3800	**29317E**	115	129	153	93	1,5
	85	123	160	180	58	28	21	37	2,1	48	54	5,89	600	1730	2600	3200	**29417E**	130	150	183	97	2,1
90	90	115	140	155	39	19	14	24,5	1,5	33	52	2,65	355	1100	3400	3600	**29318E**	118	135	158	99	1,5
	90	130	170	190	60	29	22	39	2,1	50	56	7,38	670	1930	2400	3000	**29418E**	135	158	193	103	2,1
100	100	129	155	170	42	20,8	15	26	1,5	36	58	3,38	415	1370	3000	3200	**29320E**	132	148	173	109	1,5
	100	142	185	210	67	32	24	43	3	55	62	10	830	2450	2200	2600	**29420E**	150	175	214	112	2,5
110	110	142	175	190	48	23	17	30,3	2	41	64	5,04	530	1700	2600	3000	**29322E**	145	165	193	119	2
	110	158	205	230	73	35	26	47	3	60	69	13,1	950	2800	2000	2400	**29422E**	165	192	234	125	2,5
120	120	158	190	210	54	26	19	34	2,1	46	70	6,9	640	2080	2400	2600	**29324E**	160	182	213	132	2,1
	120	172	220	250	78	37	28	50,5	4	64	74	16,3	1120	3350	1800	2200	**29424E**	180	210	254	135	3
130	130	169	205	225	58	28	21	36,5	2,1	49	76	8,49	720	2360	2200	2400	**29326E**	170	195	228	141	2,1
	130	187	240	270	85	41	31	54	4	69	81	12,9	1250	3900	1700	2000	**29426E**	195	227	275	151	3
140	140	181	220	240	60	29	22	38,5	2,1	51	82	9,87	800	2700	2000	2200	**29328E**	185	208	244	152	2,1
	140	194	250	280	85	41	31	54	4	69	86	21,9	1290	4050	1700	2000	**29428E**	205	237	285	158	3
150	150	192	230	250	60	29	22	38	2,1	51	87	10,5	815	2850	2000	2000	**29330E**	195	220	254	163	2,1
	150	211	270	300	90	44	32	58	4	74	92	26,9	1460	4800	1500	1800	**29430E**	220	253	306	171	3
160	160	206	245	270	67	32	24	42	3	56	92	13,6	965	3350	2000	1900	**29332E**	210	236	274	174	2,5
	160	224	285	320	95	45	34	60,5	5	78	99	31,6	1660	5300	1400	1700	**29432E**	230	271	326	181	4
170	170	215	255	280	67	32	24	42	3	57	96	14,2	1000	3450	1800	1900	**29334E**	220	247	284	184	2,5
	170	239	305	340	103	50	37	65,5	5	84	104	39,2	1860	6000	1300	1600	**29434E**	245	288	346	191	4

Bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactarnos.

9.3. ANEXO 3: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

En esta parte, se va a realizar el modelado y simulación en SolidWorks de los elementos calculados a lo largo del proyecto.

En primer lugar, se realiza el modelo 3D y la simulación estática del engranaje de tornillo sin fin, teniendo en cuenta las dimensiones establecidas durante el cálculo, y así analizar las tensiones y deformaciones que sufre. Para la simulación, el tornillo sin fin está formado por un eje. A partir de los resultados de la simulación se observan los puntos más desfavorables.

A continuación, se diseñan la rueda helicoidal y su eje. Se hacen dos simulaciones, una solamente con la rueda para estudiar su estabilidad y la otra ensamblando ambas piezas para estudiar la estabilidad del eje. En esta simulación, se dibuja la rueda dentada en lugar de helicoidal porque el ángulo helicoidal es muy pequeño. A partir de los resultados de la simulación se observan los puntos más desfavorables.

Por último, se procede al correcto ensamblaje de todos los elementos que forman parte del reductor de la escalera mecánica, permitiendo una visión global de la misma. Además, se pueden sacar los planos del reductor.

9.3.1. Simulación y análisis del engranaje de tornillo sin fin

MODELADO:

Los elementos principales del reductor son el engranaje del tornillo sin fin y la rueda. Por ello, se ha modelado el tornillo sin fin primero y se ha dibujado en 3D, teniendo en cuenta los parámetros y dimensiones tomados en el cálculo teórico.

La estructura del tornillo está formada por un eje que tiene distintos diámetros a lo largo de él. El diámetro principal del eje es 90mm mientras que el diámetro de la parte del tornillo es de 100mm. Tiene como longitud total 690mm. Se ha dibujado en 3D utilizando la operación de revolución, de tal forma que queda un único sólido. Además, se añade la parte de roscado en el tornillo, que es de diámetro 150mm utilizando operaciones curvas hélix de paso 55mm y saliente barrido. Por último, se hace la operación curvas línea divisoria para localizar las fijaciones y las cargas en el análisis.

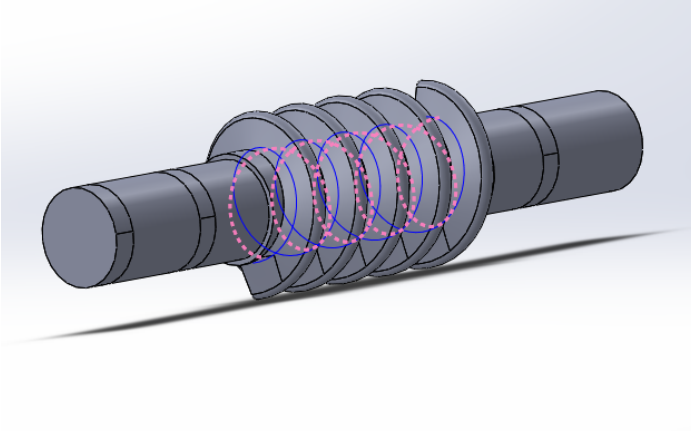


Figura 9.25

El tornillo tiene un material de C-311; mientras que el eje 1 es de material S275JR, según los cálculos en Anexo 1. Pero en este programa solo se puede asignar un único material por cada pieza. Entonces, se asigna el S275JR porque la tensión máxima de Von Mises está en el eje.

A continuación, se procede a determinar las fijaciones de la pieza, las cargas y el mallado. En el rodamiento A, se pone una sujeción sobre las caras cilíndricas con la traslación radial y axial igual a cero. Mientras que en el rodamiento B, también se pone una sujeción sobre caras cilíndricas, pero solamente con restricción radial. Para evitar sobrepasar la torsión, se pone una restricción tangencial en el punto medio del eje. Se coloca una carga en tres direcciones según la calculada en el apartado 3.24 y una torsión debida al motor. Se muestran los puntos fijos y la carga en las figuras siguientes. Se tiene en cuenta, además, la fuerza de la gravedad a lo largo de todo el cálculo.

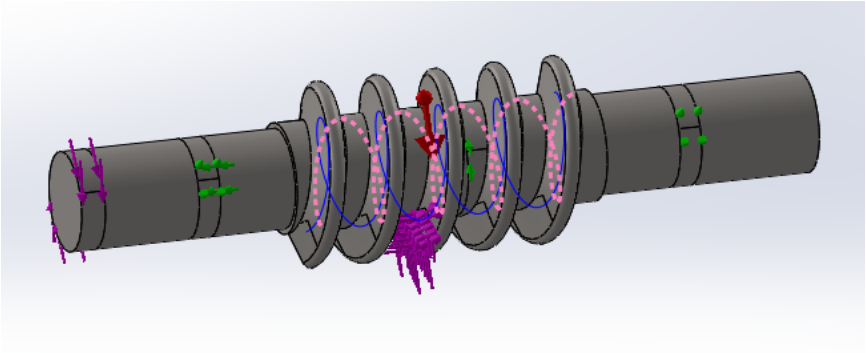


Figura 9.26

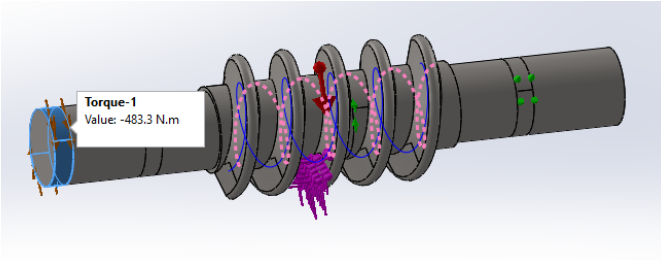


Figura 9.27

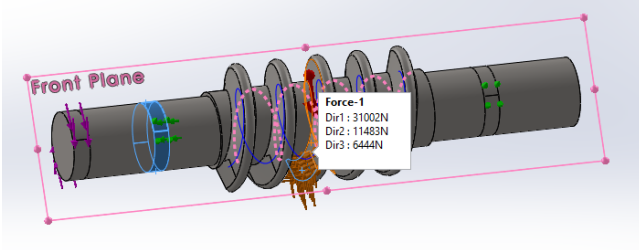


Figura 9.28

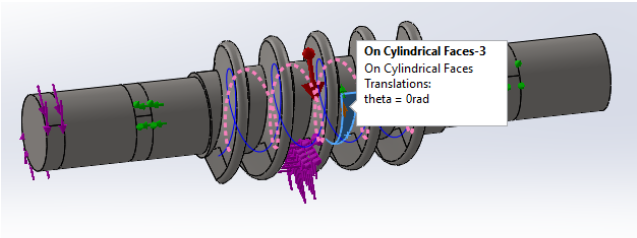


Figura 9.29

Antes de ejecutar la simulación, se determinan las características de la malla. Se utiliza un mallado estándar, con elementos de 70 milímetros de tamaño y una tolerancia de 3,5 milímetros.

RESULTADOS:

A continuación, se observan los resultados obtenidos de la simulación del engranaje, en las figuras siguientes.

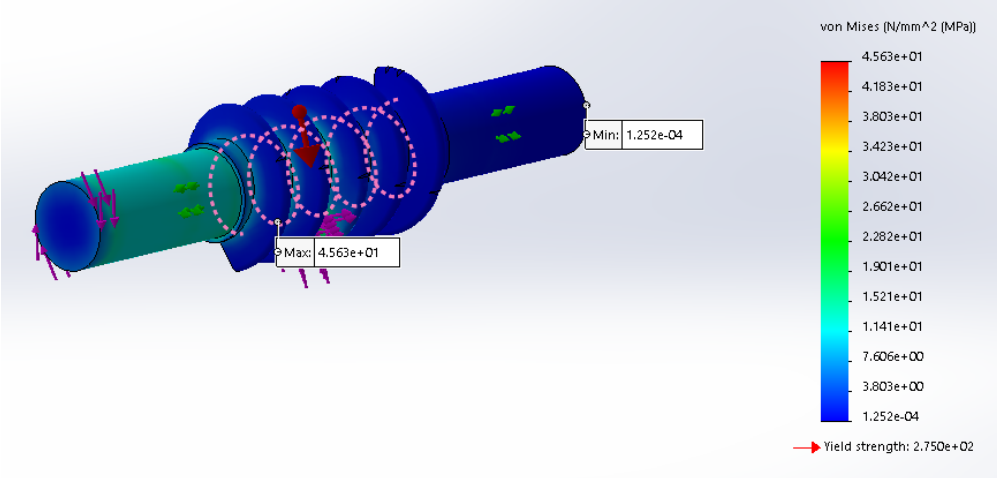


Figura 9.30

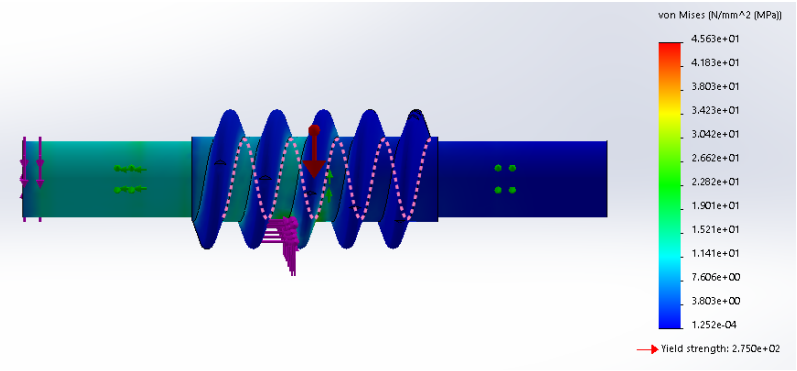


Figura 9.31

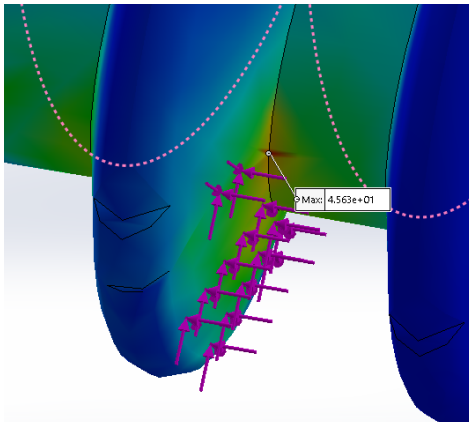


Figura 9.32

A la hora de interpretar los resultados, se observa que las tensiones producidas en todo el tornillo son menores que el límite elástico. La forma de las tensiones que actúan a lo largo de eje es muy parecida a la de los diagramas de esfuerzos que se han dibujado y el punto más desfavorable está en la cara de contacto entre el engranaje y la rueda con un valor muy parecido al que se ha calculado teóricamente (41,1MPa). La tensión es mayor desde el punto medio del eje hacia a la izquierda, comparando con la zona de la derecha, debido a la torsión del motor.

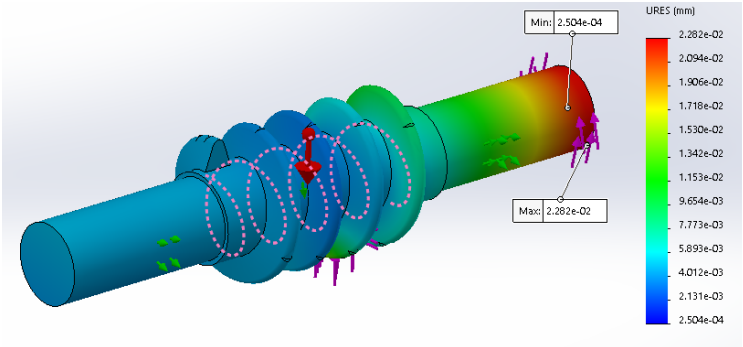


Figura 9.33

El desplazamiento máximo es muy pequeño en comparación con las dimensiones del tornillo. El desplazamiento máximo está en el parte en la que se aplica la torsión desde el motor. Se puede concluir que la torsión influye más sobre el desplazamiento en este eje, aunque la tensión Von Mises máxima está en el medio del eje.

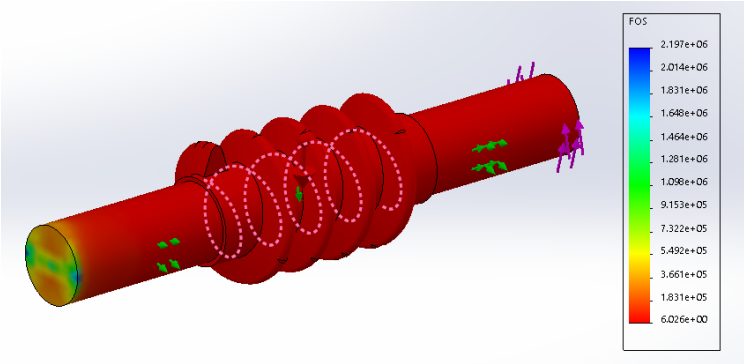


Figura 9.34

Ahora, se analiza el coeficiente de seguridad de la estructura comprobando que es mayor que 1. Como en todas las partes el mínimo es igual a 6, esto significa que la pieza está bien dimensionada y que se ha asignado el material adecuado con las cargas existentes.

9.3.2. Simulación y análisis de la rueda

MODELADO:

La estructura de la rueda está formada por una pieza que tiene un diámetro exterior de 450mm y un diámetro interior de 130mm. Se ha dibujado en 3D utilizando la operación de extrusión con una anchura de 54,46mm, la cuál es la anchura de la rueda helicoidal que se ha calculado. Después, se ha añadido un chaflán de 3mm. Los dientes se han formado por las operaciones de corte barrido y matriz circular.

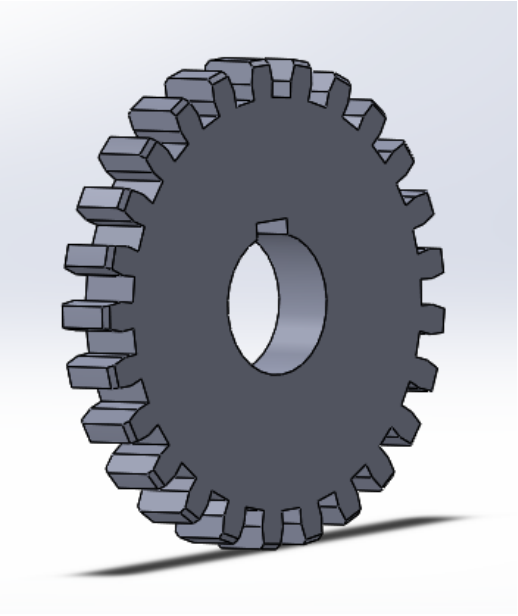


Figura 9.35

El material que se ha asignada en el apartado 9.1.1 es de aleación de bronce C-311 que tiene límite elástico entre 200-250MPa. Para hacer la simulación, se ha asignada en SolidWorks el material EN-AW 3105 que tiene límite elástico de 240MPa. A continuación, se procede a determinar las fijaciones de la pieza, las cargas y el mallado. Se determinan como puntos fijos la cara interior de la rueda. Se coloca una carga en tres direcciones según la calculada en el apartado 3.24 en uno de los dientes. En este caso, no se tiene que colocar la torsión porque, teóricamente, la torsión es debida a la fuerza tangencial de la rueda. Se muestran los puntos fijos y la carga en la figura 9.34. Se tiene en cuenta, además, la fuerza de la gravedad a lo largo de todo el cálculo.

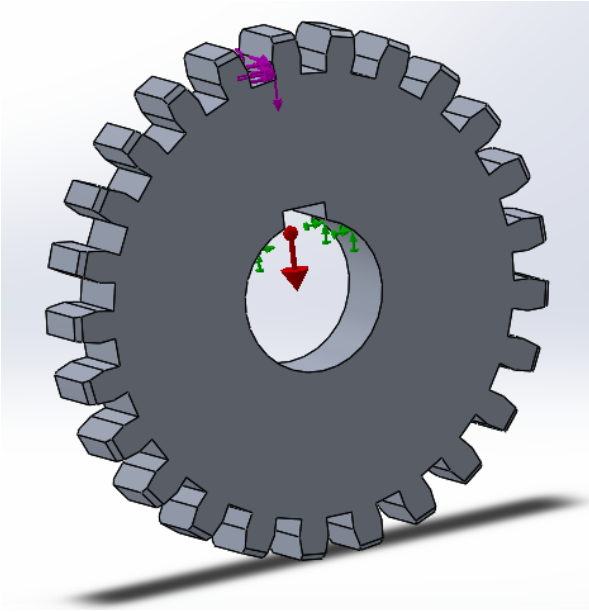


Figura 9.36

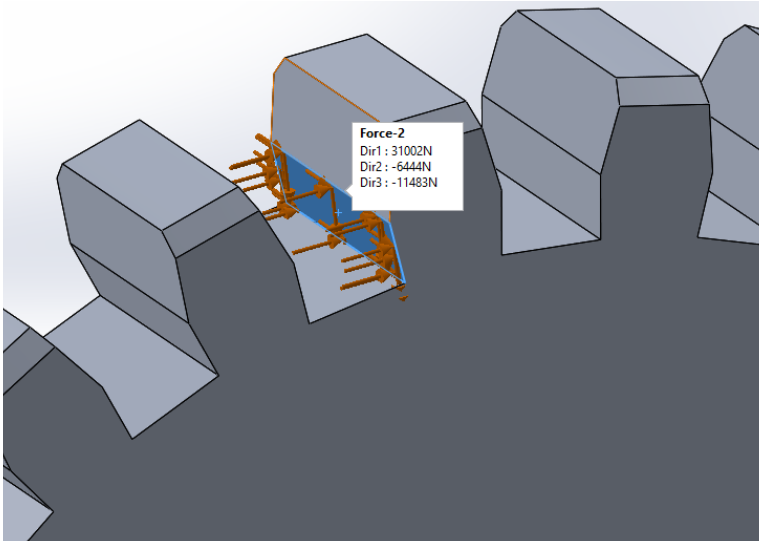


Figura 9.37

Antes de ejecutar la simulación, se determinan las características de la malla. Se utiliza un mallado estándar, con elementos de 70 milímetros de tamaño y una tolerancia de 3,5 milímetros.

RESULTADOS:

A continuación, se observan los resultados obtenidos de la simulación de la rueda, en las figuras siguientes.

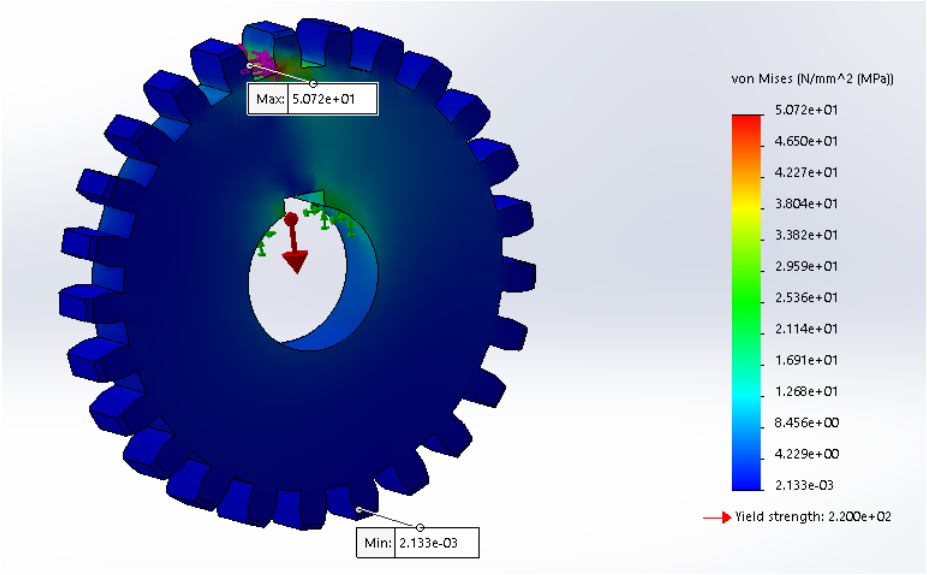


Figura 9.38

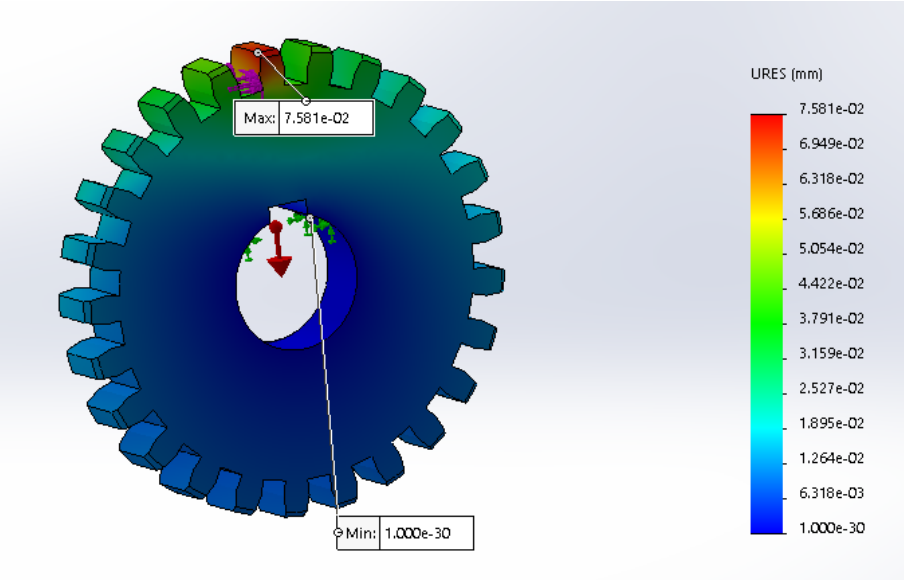


Figura 9.39

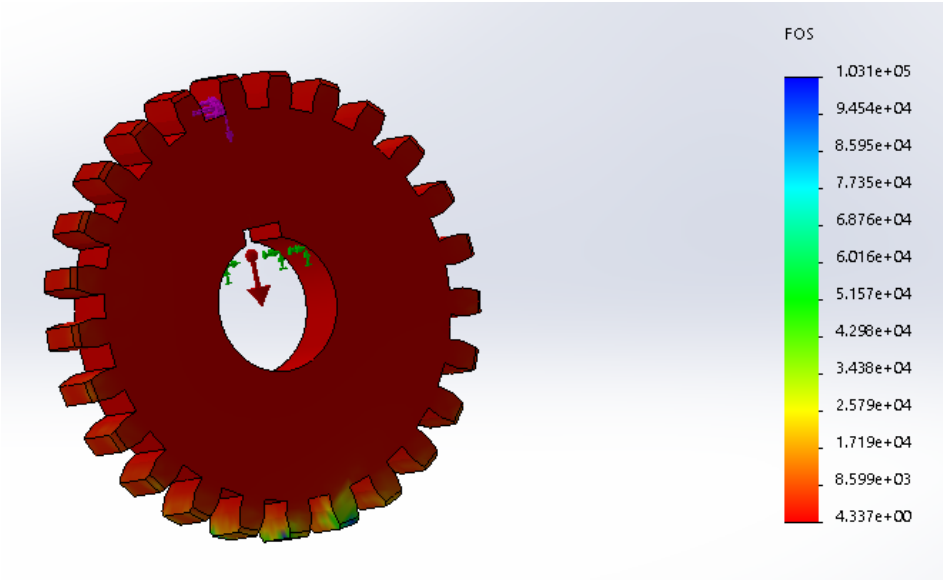


Figura 9.40

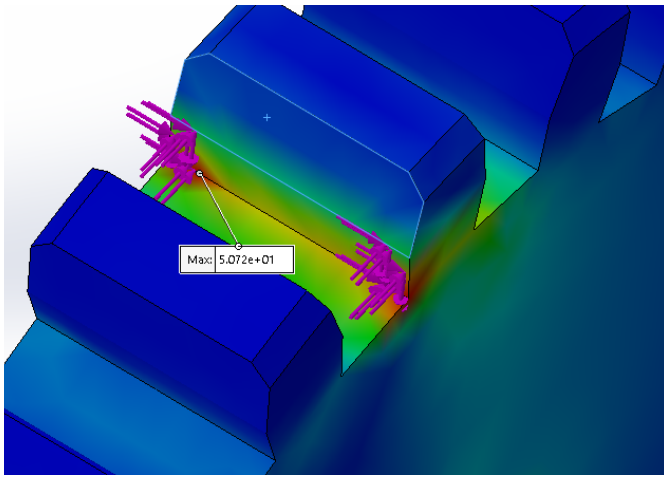


Figura 9.41

Analizando los resultados, se cumplen que las tensiones producidas en todo el tornillo son menores que el límite elástico. La tensión de Von Mises máxima es 50MPa, que es bastante mayor que la del tornillo, que era 45MPa. Esto probablemente es debido porque el área de contacto de esta rueda es menor que la rueda helicoidal con un ángulo helicoidal de 6º (rueda real).

El desplazamiento máximo no es muy grande en comparación con las dimensiones de la rueda. El desplazamiento máximo se produce en la cabeza del diente que actúa sobre la carga. Se pone la carga en la parte de abajo del diente (la parte en contacto con el tornillo) y es ahí donde está el centro de giro para el desplazamiento del diente. Entonces, como la cabeza del diente tiene la distancia más larga, tiene un desplazamiento máximo.

También se analiza el coeficiente de seguridad de la estructura comprobando que es mayor que 1 en toda la pieza, siendo el mínimo igual a 4,3.

9.3.3. Simulación y análisis del eje de la rueda

MODELADO:

El eje se construye mediante la operación de revolución con un diámetro de 130mm y tiene una longitud total de 800mm. Para facilitar la colocación de las sujeciones y las cargas, se colocan unas líneas divisorias antes de hacer la simulación. Posteriormente, se ensambla con la rueda anterior. Al final, se tiene un modelo como en la figura 9.42.

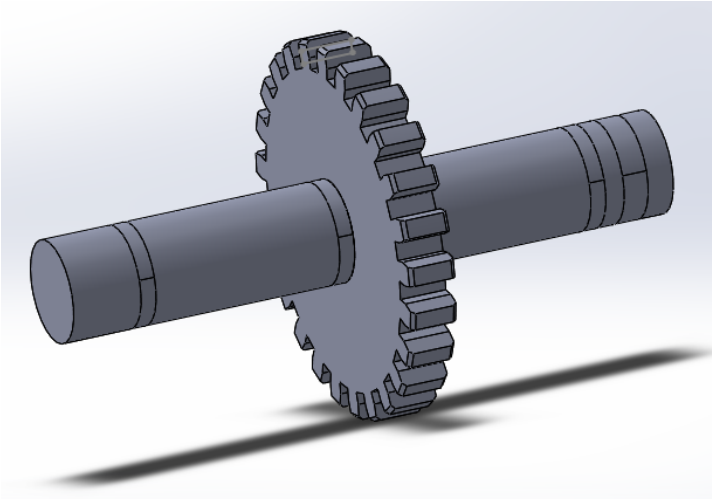


Figura 9.42

En el análisis estático, se asigna el material S275JR, con un límite elástico de 275MPa, como se ha elegido en el apartado de cálculo anterior. Después, se pone una sujeción sobre las caras cilíndricas en ambos rodamientos C y D con las restricciones en dirección radial y axial para el rodamiento C y con restricción en dirección radial en el rodamiento D. Seguidamente, se colocan las cargas y la torsión. En este caso, también se pone una restricción en dirección tangencial para evitar que la torsión sobrepase el punto medio del eje. Se tiene en cuenta, además, la fuerza de la gravedad a lo largo de todo el cálculo. Se enseñan los pasos en las siguientes figuras.

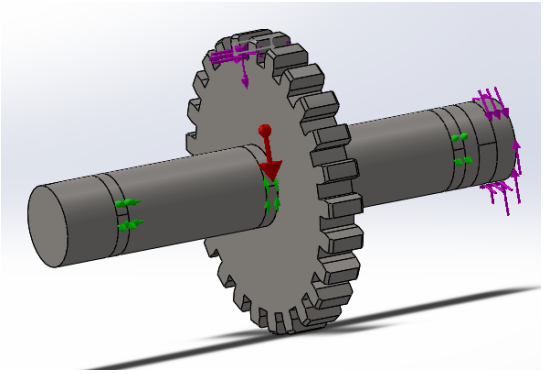


Figura 9.43

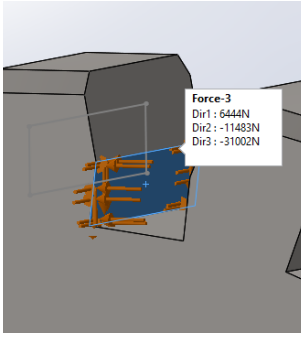


Figura 9.44

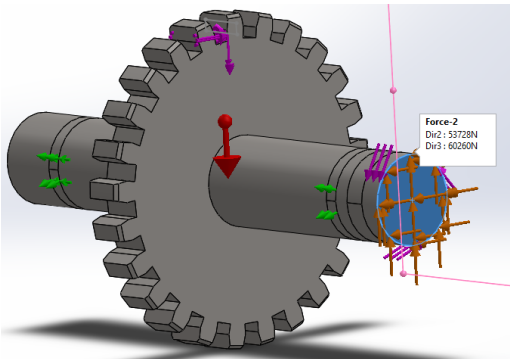


Figura 9.45

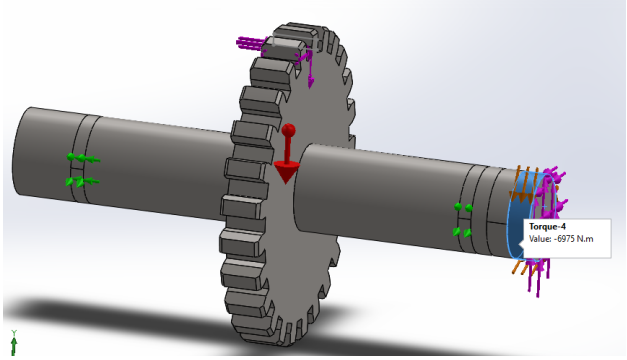


Figura 9.46

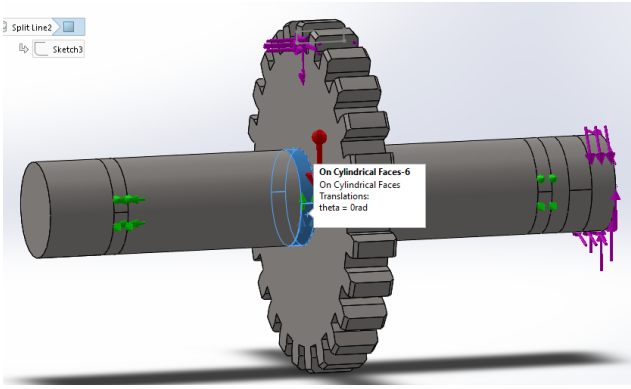


Figura 9.47

Antes de ejecutar la simulación, se determinan las características de la malla. Se utiliza un mallado estándar, con elementos de 70 milímetros de tamaño y una tolerancia de 3,5 milímetros.

RESULTADOS:

Los resultados obtenidos de la simulación del eje son como en las figuras siguientes.

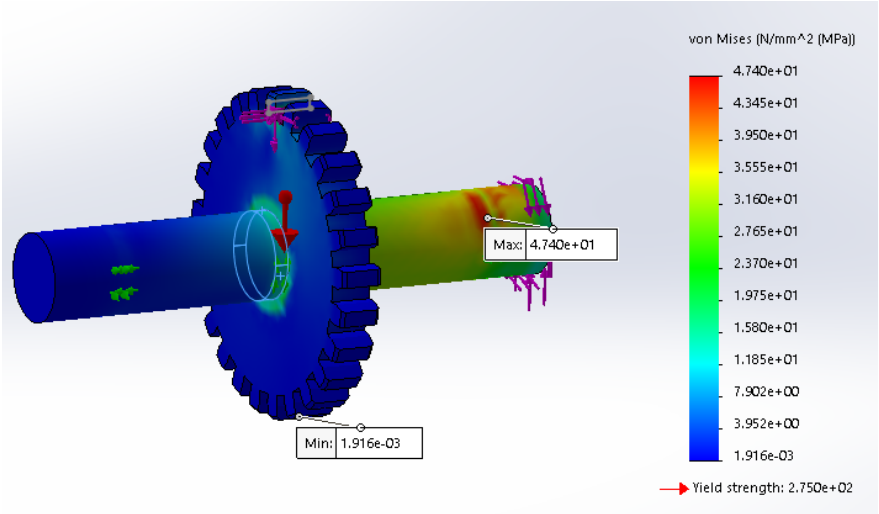


Figura 9.48

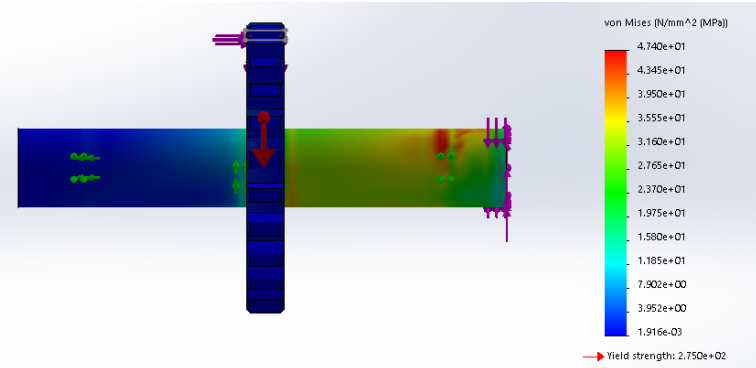


Figura 9.49

Los resultados nos indican que la tensión máxima según la teoría de Von Mises, que es 47MPa, es menor que el límite elástico del material que se ha elegido. También se puede ver que la tensión se concentra más hacia a la derecha porque tiene una gran cantidad de torsión. En este caso, la tensión máxima se sitúa en el rodamiento D; en contraste con los diagramas de esfuerzos de la parte cálculo, que está en el punto medio. Pero, en el punto medio también existe una tensión del mismo valor que la que actúa en el rodamiento D, marcada con la flecha roja en la figura.

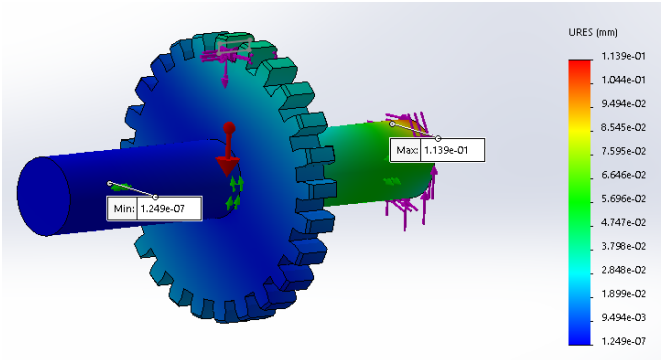


Figura 9.50

El desplazamiento máximo se produce en el rodamiento D, que es donde actúa la carga máxima, y no es excesivamente grande en comparación con las dimensiones del eje. La torsión desde el engranaje hasta el piñón es constante, pero las tensiones de Von Mises no. Entonces el desplazamiento máximo en este caso está determinado por la tensión Von Mises máxima.

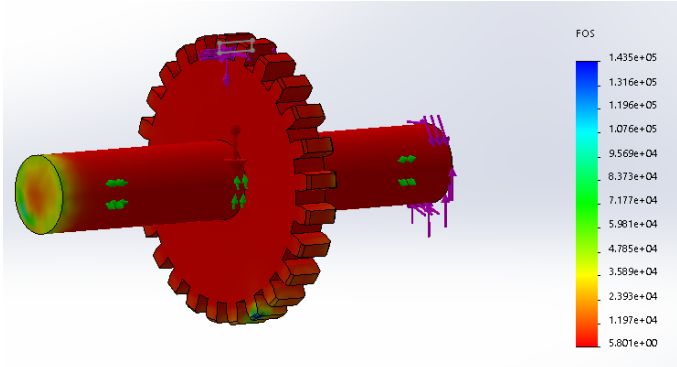


Figura 9.51

Se analiza el coeficiente de seguridad de la estructura comprobando que es mayor que 1 en toda la pieza, siendo el mínimo igual a 5,8.

9.3.4. Ensamblaje

Con todas las piezas modeladas, ahora se pueden ensamblar y se consigue el reductor completo. Los rodamientos se han descargado de internet. La figura 9.52 es una captura de pantalla del programa SolidWorks en 3D.

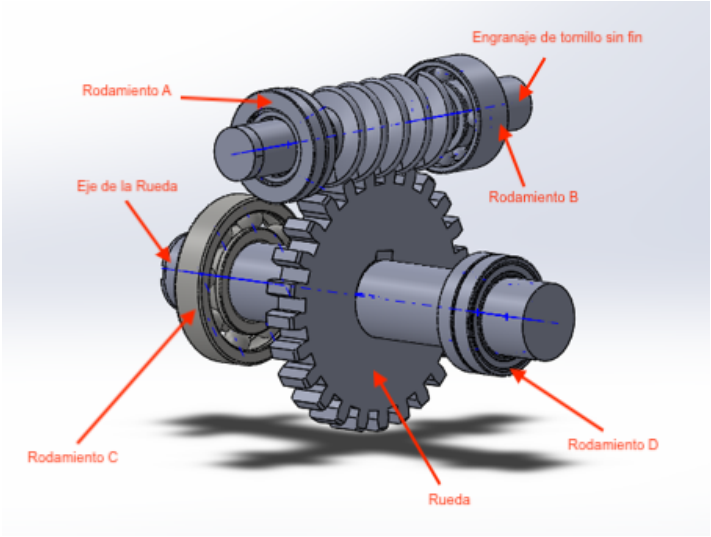
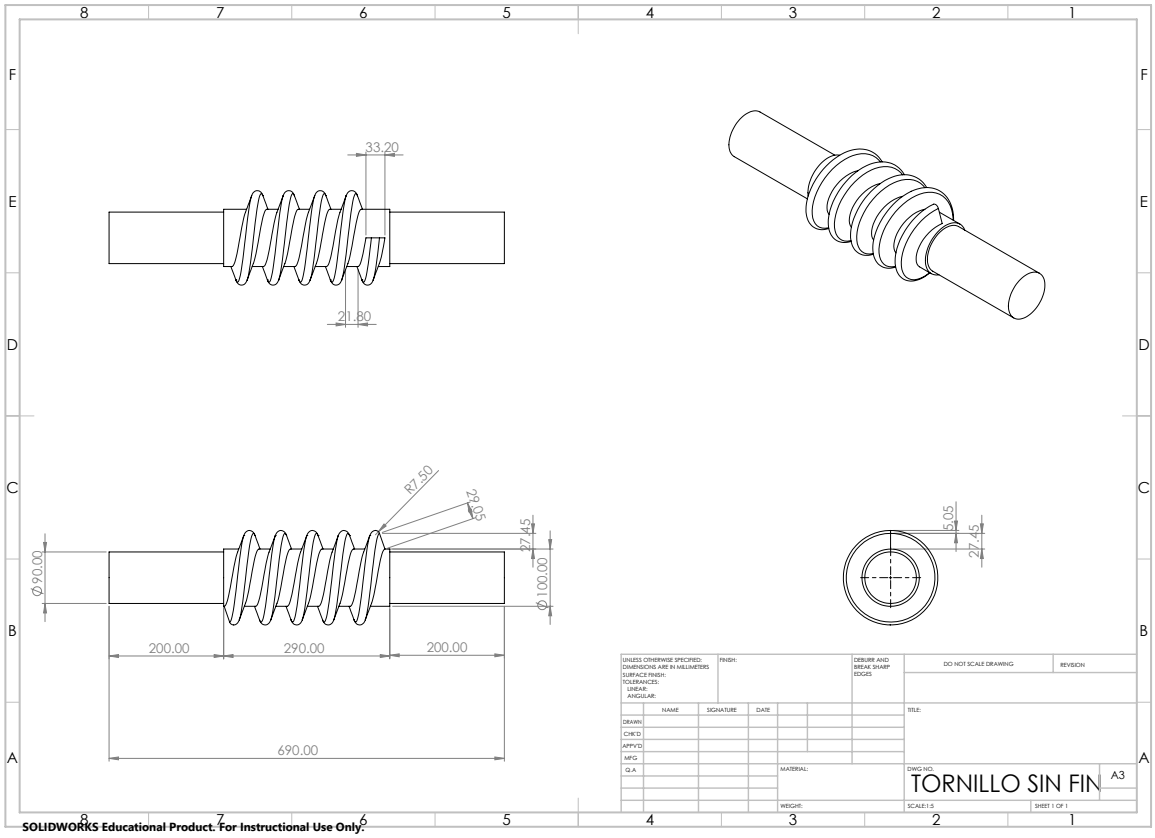


Figura 9.52: Reductor diseñado completo en 3D

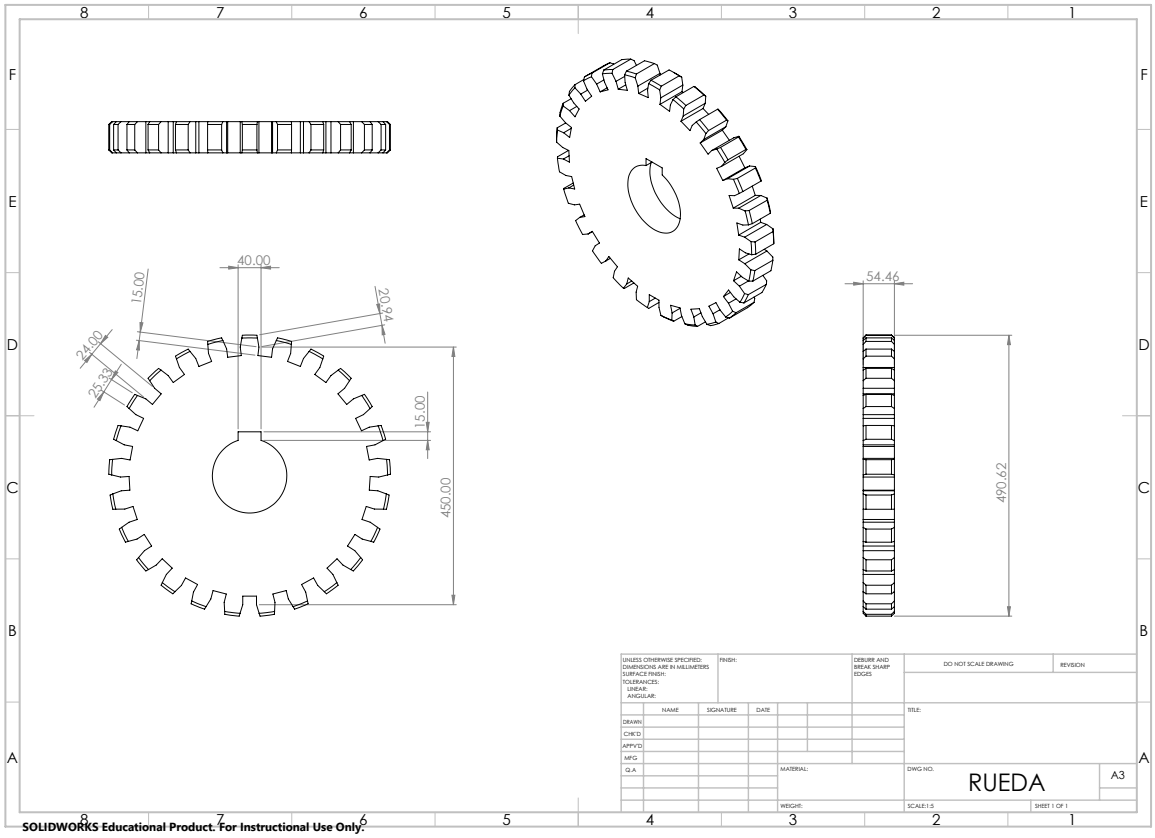
9.4. ANEXO 4: PLANOS

Todas las piezas se han modelado en este proyecto, excepto los rodamientos que se descargaron desde el catálogo del sitio web https://www.traceparts.com. Los planos se han dibujado a partir de los modelos 3D.

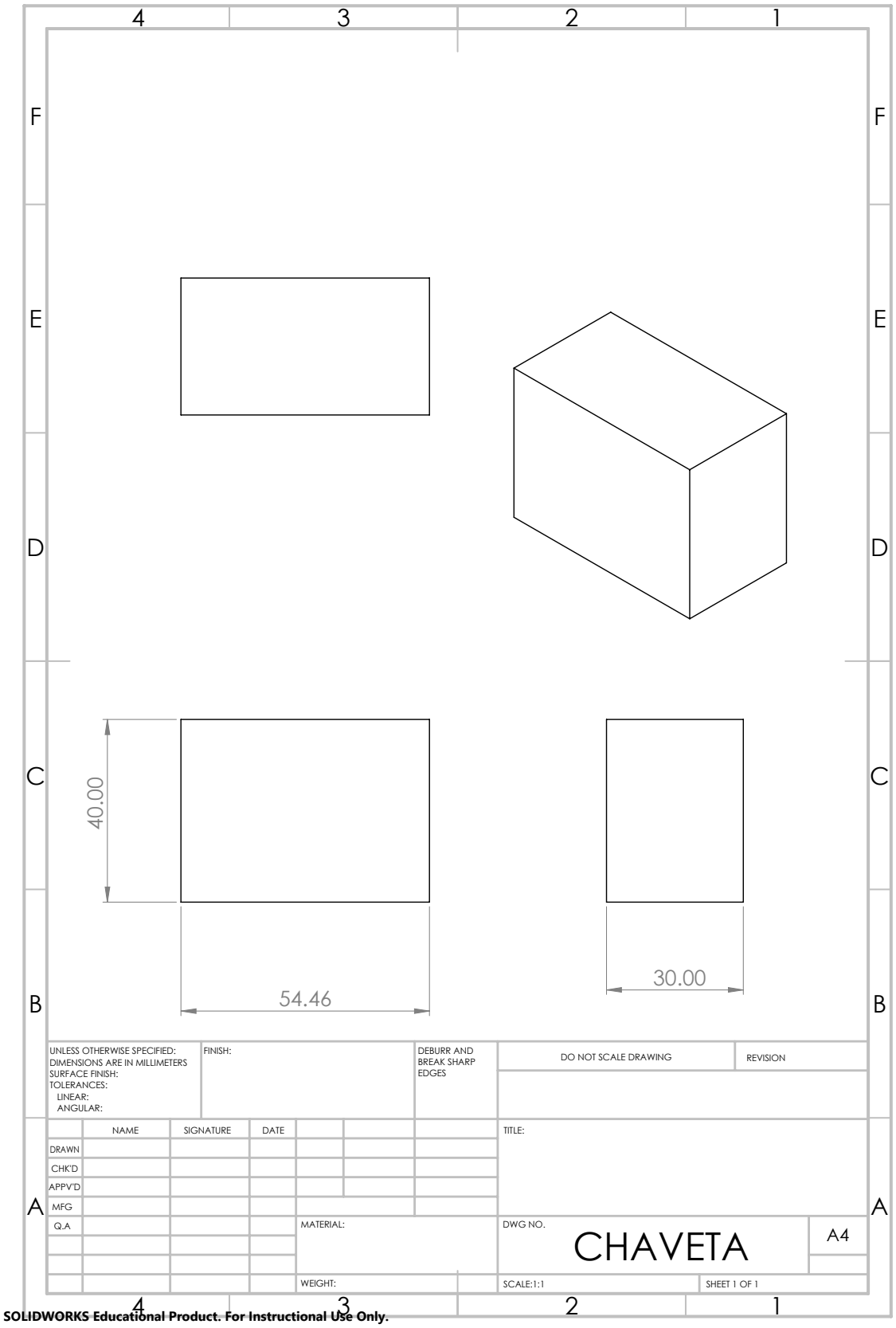
9.4.1. Plano de engranaje del tornillo sin fin



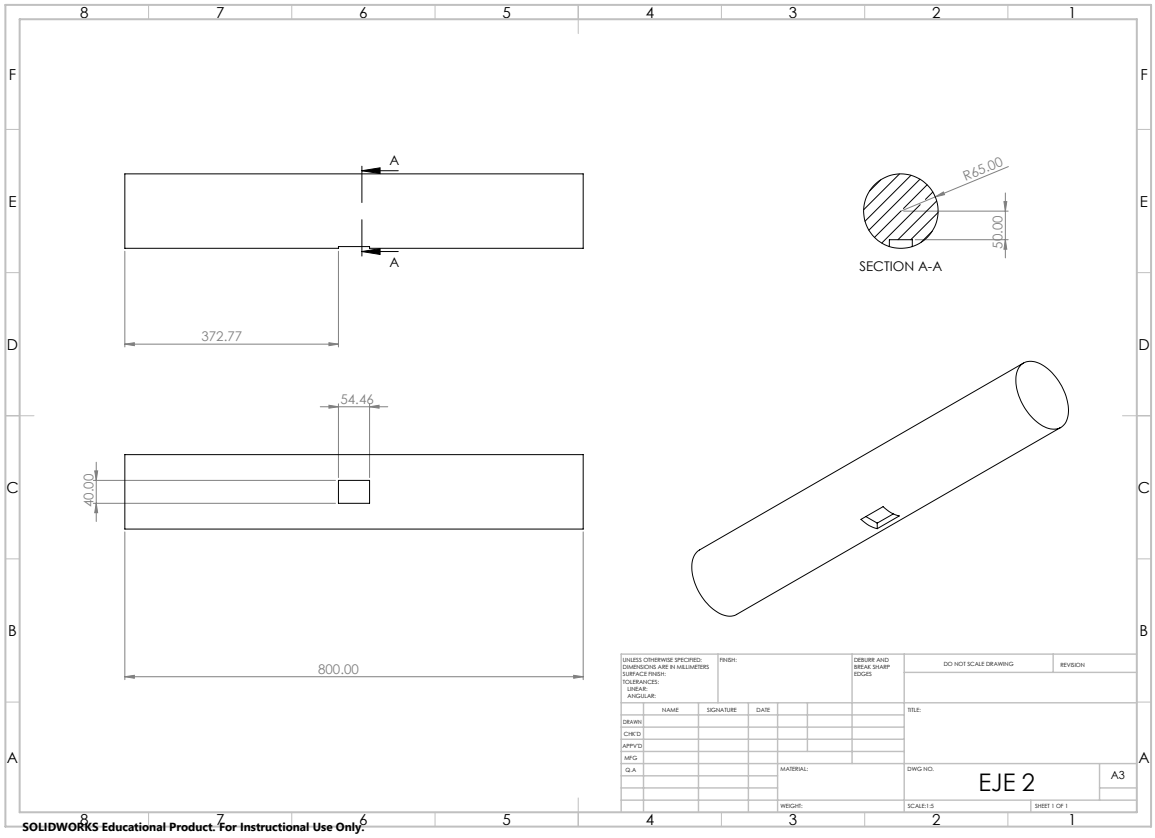
9.4.2. Plano de la rueda



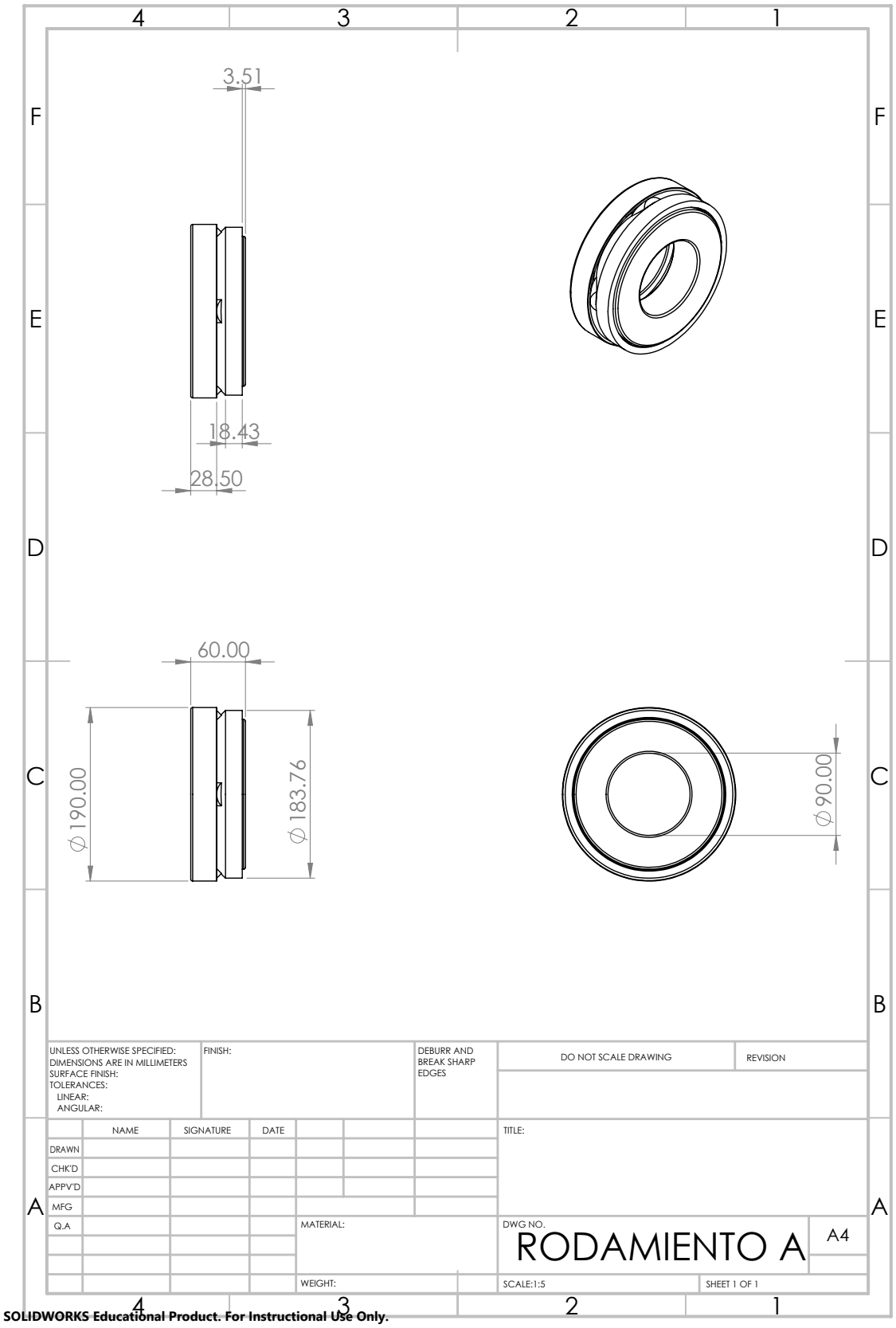
9.4.3. Plano de la chaveta



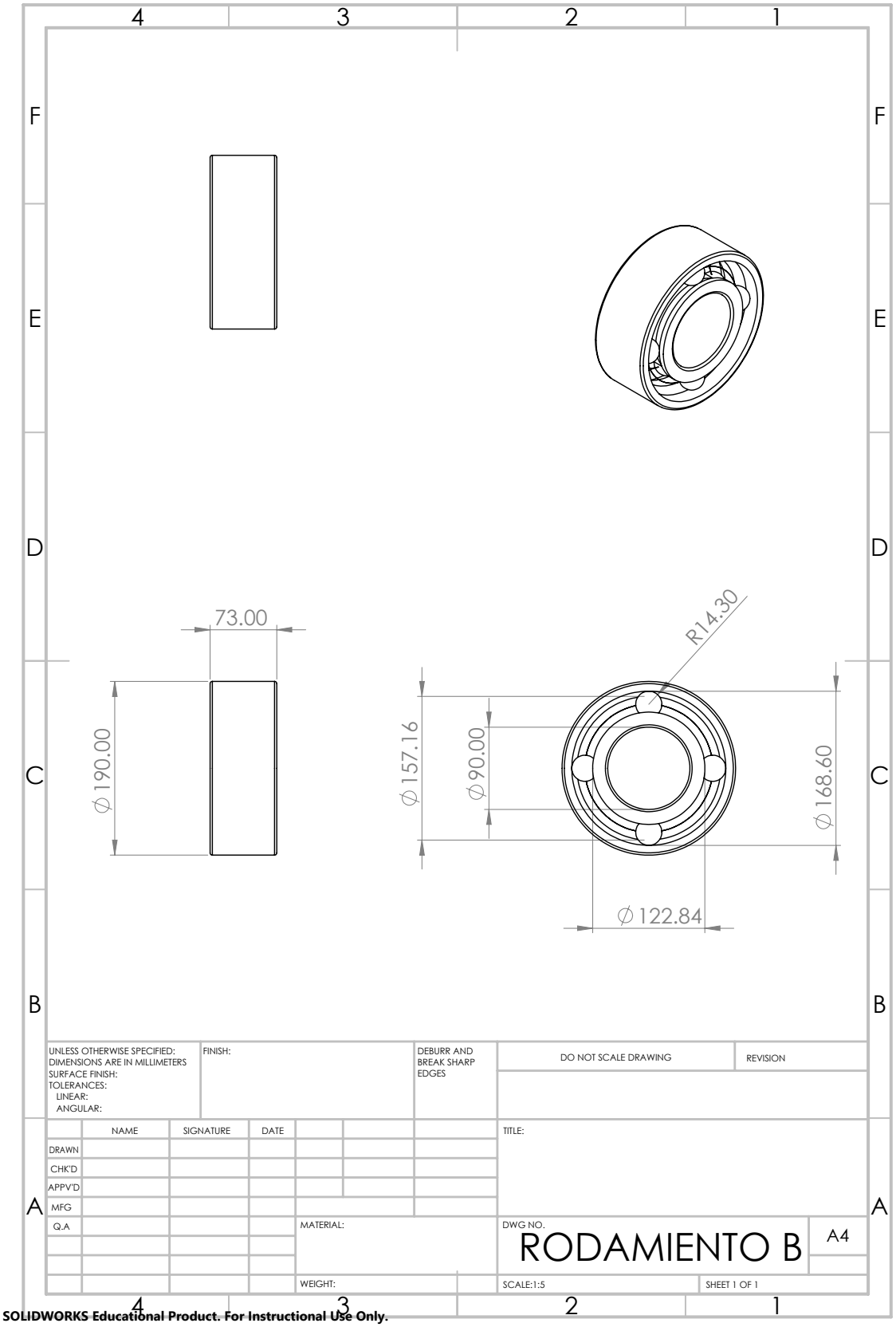
9.4.4. Plano del eje 2



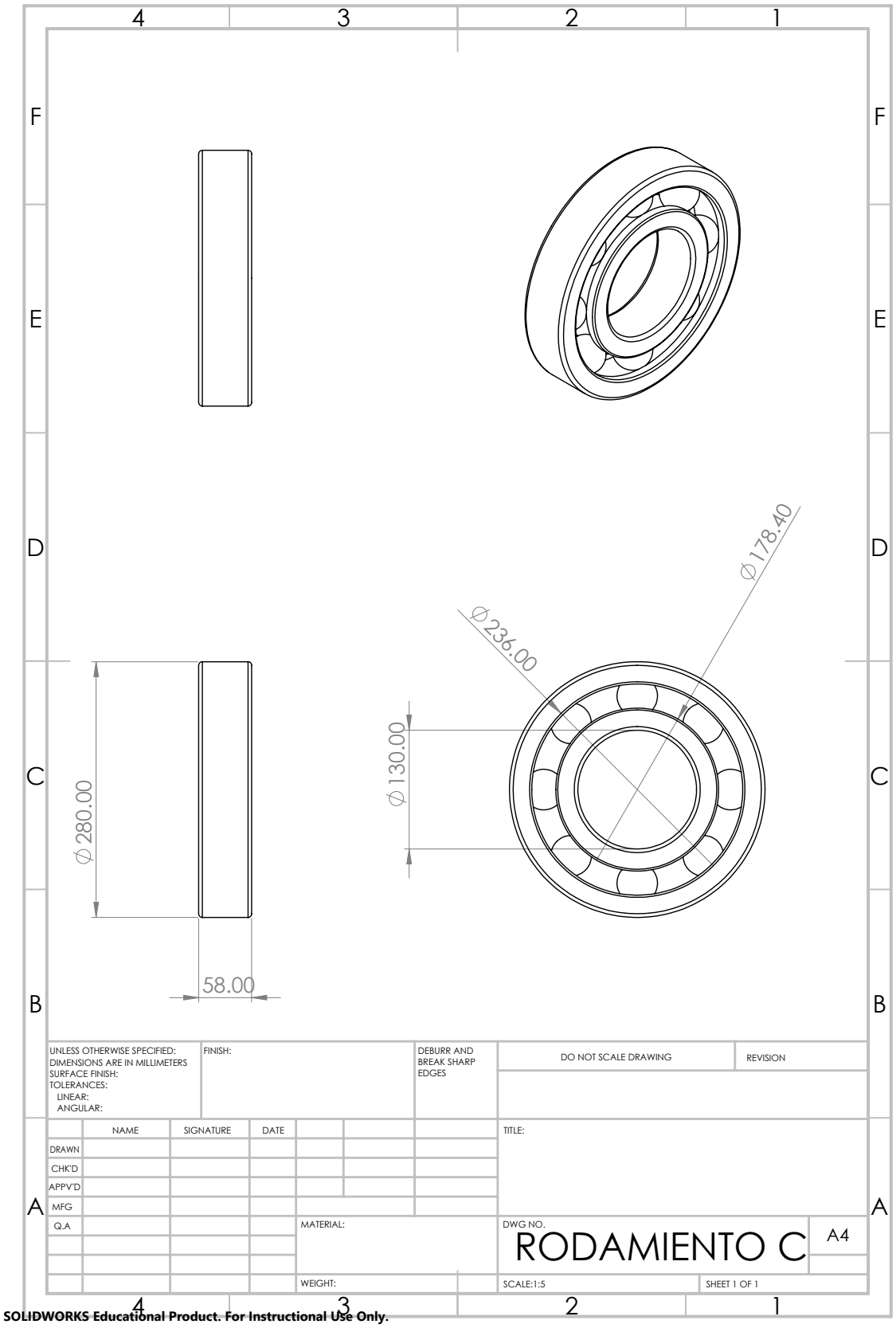
9.4.5. Rodamiento A



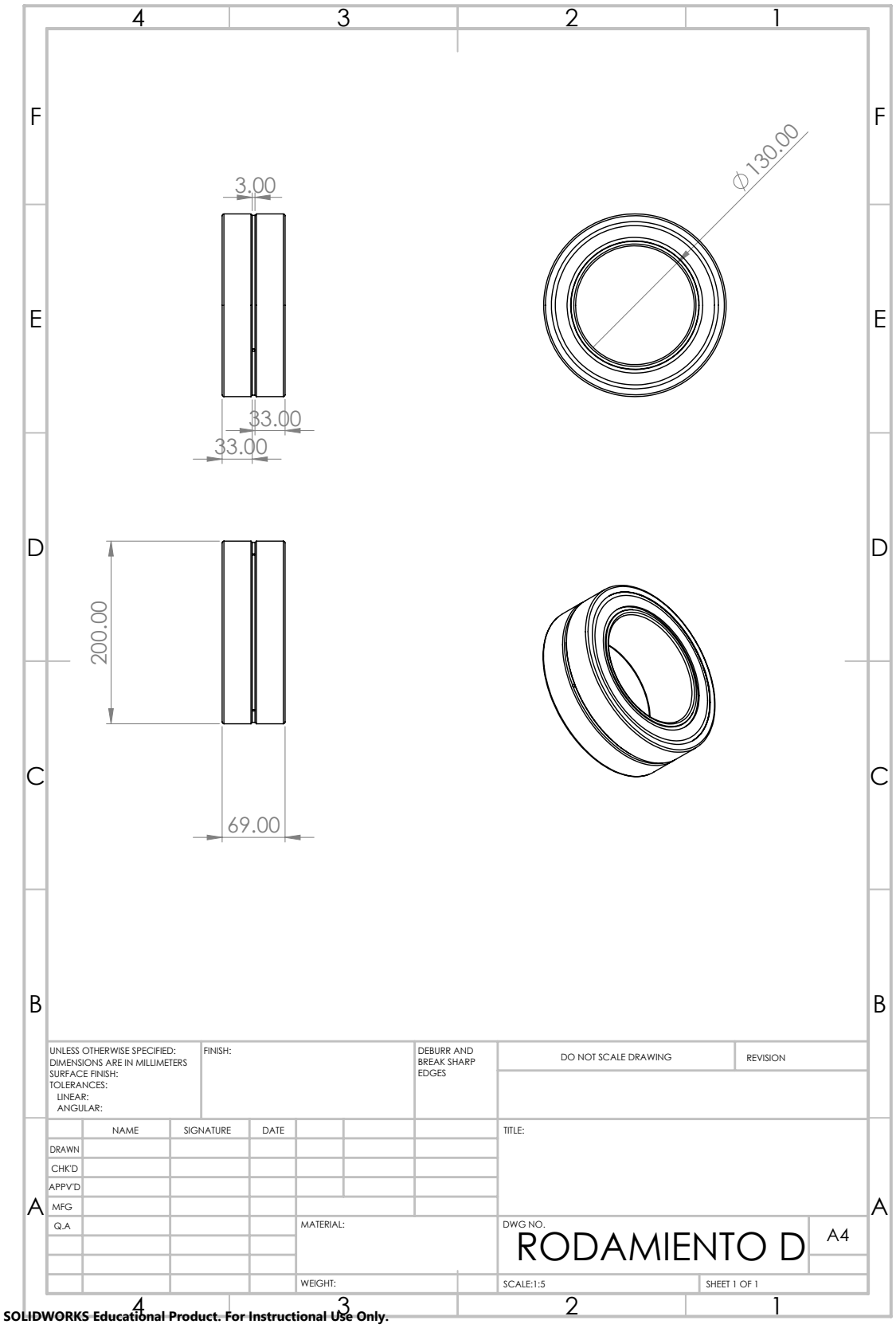
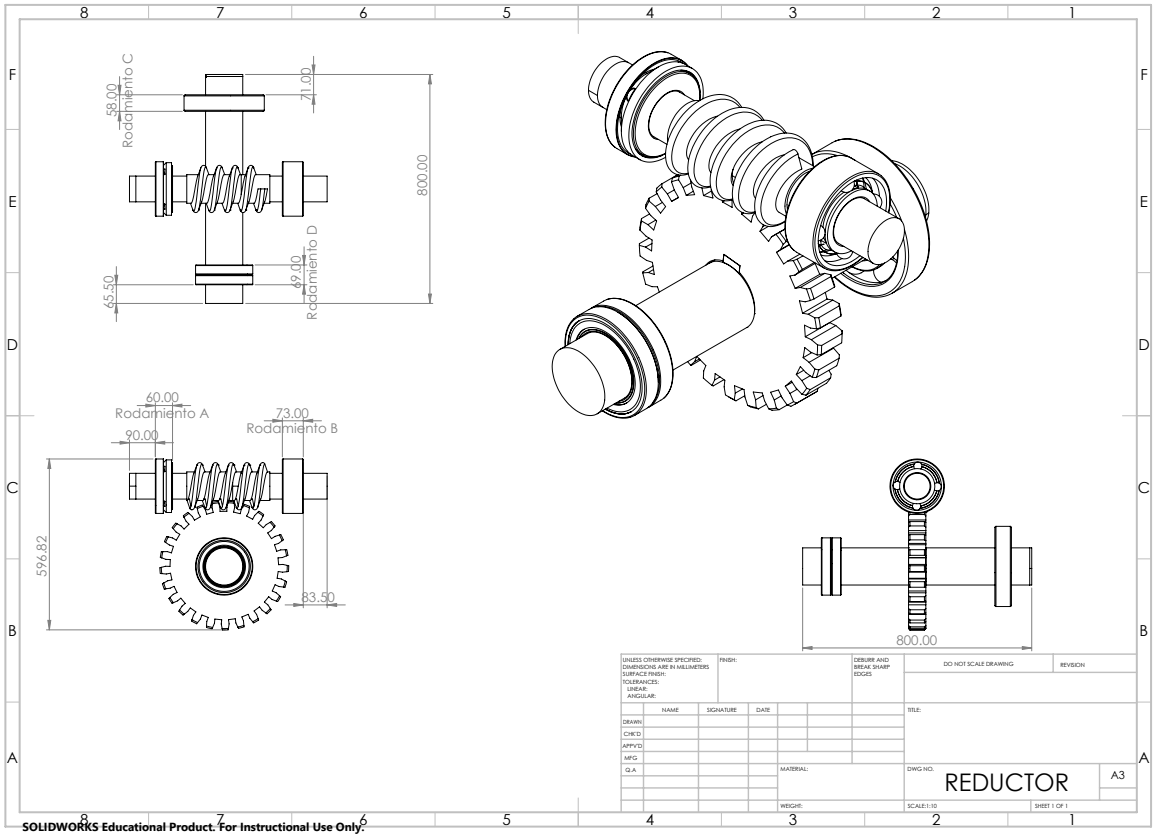
9.4.6. Rodamiento B



9.4.7. Rodamiento C



9.4.8. Rodamiento D



9.4.9. Plano del reductor completo