



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
Mecánica – Mecánica Aplicada

REDUCTOR DE VELOCIDAD DE TORNILLO DE RODILLOS Y CADENA.

Tesis

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

David Ramírez Sánchez

TUTOR PRINCIPAL

Enrique Jaime Chicurel y Uziel
Instituto de Ingeniería

MÉXICO, D. F. OCTUBRE 2013



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

Pag.

RESUMEN	
1. ANTECEDENTES	
1.1. <i>Mecanismo de tornillo sinfín y corona</i>	1
1.2. <i>Mecanismo de tornillo sinfín y cadena</i>	2
1.3. <i>Mecanismo de tornillo sinfín y corona con balines re-circulantes</i>	3
2. TORNILLO DE RODILLOS	4
3. DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO	6
3.1. <i>Ensamble de entrada</i>	8
3.2. <i>Ensamble de salida</i>	11
3.3. <i>Base</i>	12
4. DISEÑO Y FABRICACIÓN	
4.1. <i>Flecha de entrada</i>	13
4.2. <i>Flecha de salida</i>	19
4.3. <i>Caja de baleros</i>	21
4.4. <i>Cuerpos roscados</i>	22
4.5. <i>Cadena</i>	23
5. DISEÑO DE PRUEBAS	24
CONCLUSIONES	26
TRABAJO FUTURO	27
BIBLIOGRAFÍA	28

Dedicatoria

Este trabajo de tesis está dedicado a mis padres, María del Carmen Sánchez Esquivel y David Ramírez Eslava, y a mis hermanas, Ana María Ramírez Sánchez y Thelma Pilar Ramírez Sánchez, quienes me fortalecieron en todo momento con su cariño y ternura.

Agradecimientos

Al Dr. Enrique Jaime Chicurel y Uziel y al M. en I. Filiberto Gutiérrez Martínez, por todo el apoyo brindado durante el proyecto.

Al M. en I. Germán Jorge Carmona y Ing. Joaquín Olivera ambos del laboratorio de electromecánica del Instituto de Ingeniería y al técnico en fabricación para la investigación Alejandro Maya Trejo del taller mecánico del Instituto de Ingeniería, por su experiencia y actitud altruista.

Se agradece el apoyo del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, CONACYT, al Programa de Apoyo a Proyectos de Investigación e Innovación Tecnológica, PAPIIT de la Dirección General de Apoyo al Personal Académico, DGAPA, así como al Instituto de Ingeniería en cuyas instalaciones se está llevando a cabo el proyecto a que se refiere a esta tesis.

Resumen

La presente tesis versa sobre un concepto novedoso para superar de forma simultánea las dos limitaciones principales de los reductores de velocidad de tornillo sinfín y corona, siendo éstas: 1) baja capacidad de carga y 2) baja eficiencia. La capacidad de carga es baja porque sólo existe un punto de tangencia entre los cilindros de paso del sinfín y de la corona. La baja eficiencia se debe al contacto deslizante entre el tornillo sinfín y la corona, lo que provoca pérdida de energía y sobrecalentamiento. Además el contacto deslizante provoca desgaste.

Es bien sabido que la transmisión de cadena consta de la propia cadena y, cuando menos, dos ruedas dentadas. El concepto que se expone en esta tesis, ver figura 8, consta de un tornillo de rodillos que impulsa a una cadena roscada, dicha cadena consta de eslabones roscados y cada eslabón consta de una base y un cuerpo roscado. Puesto que el tornillo puede ser tan largo como sea la distancia entre los centros de las ruedas dentadas y como los cuerpos roscados abrazan casi en su totalidad a la superficie cilíndrica del tornillo de rodillos, las superficies en contacto son mucho mayores que en un sinfín y corona y, consecuentemente, se espera que, para unidades de igual reducción, la capacidad de carga sea mucho más alta en el reductor de tornillo de rodillos y cadena. Al tener transmisión por contacto rodante entre el tornillo de rodillos y los cuerpos roscados la pérdida de energía por fricción es mínima, por lo que, la eficiencia debe ser mucho mayor en comparación con la del sinfín y corona.

Cabe destacar que el arreglo de sinfín y cadena fue propuesto en los años noventas por el Dr. Enrique Chicurel y Uziel, académico del Instituto de Ingeniería, UNAM. Pero dada la averiguación del estado del arte, se encontró que dicho concepto había sido propuesto y patentado por Jhon Wolander en diciembre de 1897. Sin embargo, al dar seguimiento a dicha patente hasta el presente año, no se encontró algún registro de fabricación del concepto de Wolander, y considerando que por su antigüedad la patente es de dominio público, en este trabajo de tesis se determinará su validez construyendo un prototipo, y de ser válido, se reemplazará el tornillo sinfín por el tornillo de rodillos.

1. ANTECEDENTES

1.1. Mecanismo de tornillo sinfín y corona

Frecuentemente se ha utilizado la transmisión de sinfín y corona en los reductores de velocidad cuando se requiere una elevada razón de reducción. Durante mucho tiempo se han sugerido conceptos relacionados a dicha transmisión cuyo objetivo principal ha sido incrementar el área en contacto entre el tornillo sinfín y la corona para elevar considerablemente su capacidad de carga. Los conceptos generalmente utilizados en los reductores de velocidad son: 1) una configuración simplemente envolvente, es decir, la corona con la superficie circunferencial dentada de forma cóncava y el tornillo sinfín recto, ver Figura 1, y 2) una configuración doblemente envolvente, es decir, la silueta del sinfín y la superficie circunferencial dentada de la corona son cóncavos, ver Figura 2.



Figura_1: TORNILLO SINFIN-CORONA SIMPLEMENTE

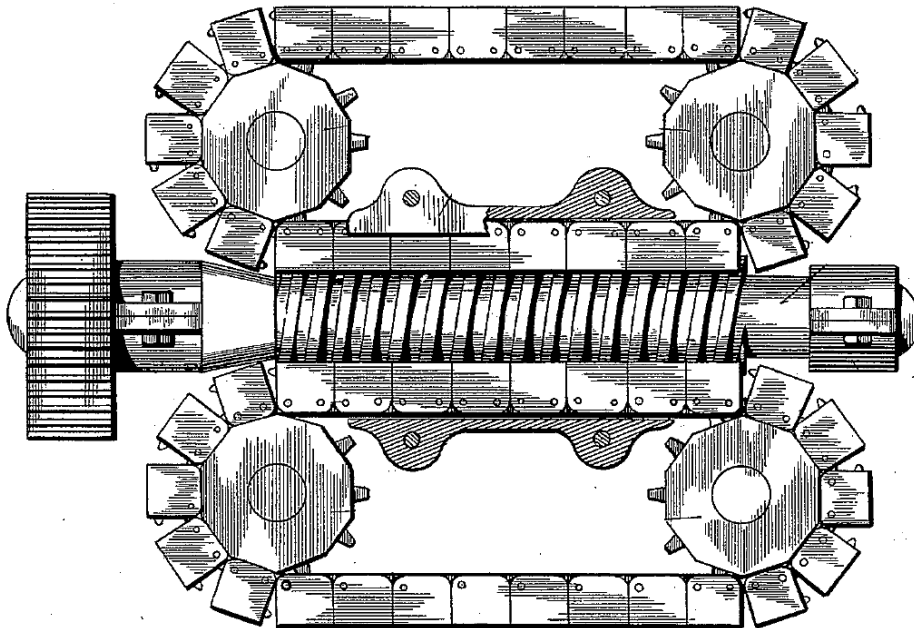


Figura_2: TORNILLO SINFIN-CORONA DOBLEMENTE ENVOLVENTE

La ventaja principal de cada una de estas configuraciones ha sido el aumento de la superficie en contacto, incrementando notablemente la capacidad de carga pero, puesto que la transmisión de movimiento es por contacto deslizante, el mecanismo sigue siendo ineficiente.

1.2. Mecanismo de tornillo sinfín y cadena

Como se mencionó anteriormente la escasa superficie en contacto limita la capacidad de carga de la transmisión de sinfín y corona. Para superar dicha limitante John Wolander propuso un concepto en la patente US 595,508, publicada en diciembre de 1897, ver Figura 3, en el cual se sustituyó la corona por una transmisión de cadena cuyos eslabones tienen una superficie cóncava roscada, de tal forma que el giro del sinfín impulsa linealmente a los eslabones y por ende a la cadena. Debido al incremento de dientes en contacto del sinfín, en la zona recta de la cadena, la capacidad de carga es mucho mayor que en el sinfín y corona.

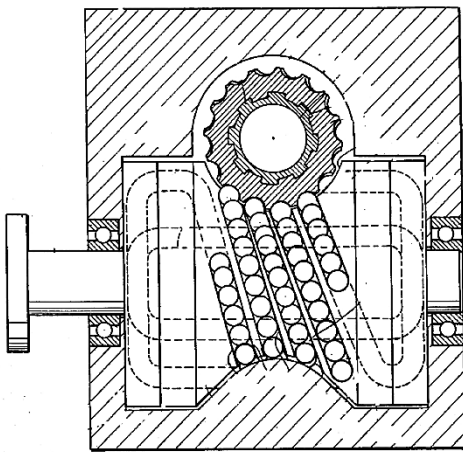


Figura_3: USA 595,508, Dic. 1897, J. Wolander

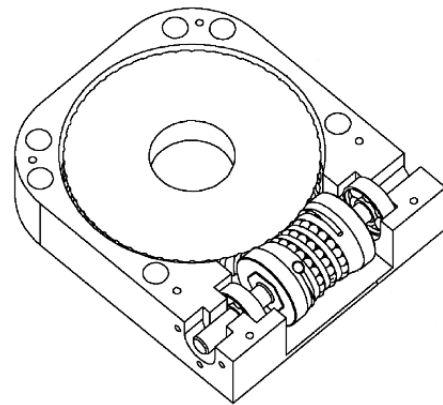
Cabe mencionar algunos conceptos similares al de Wolander descritos en las siguientes patentes: DE2,406,360 de Werther, publicada en agosto de 1975 y la patente de Hanaguchi Yuuji JP2000-097,293, publicada en abril de 2000. En dichas patentes, la transmisión de movimiento es por contacto deslizante, con lo que se pierde gran cantidad de energía por fricción, lo que resulta en una transmisión poco eficiente.

1.3. Mecanismo de tornillo de bolas

Con el paso del tiempo y debido al enorme interés en el diseño de transmisiones eficientes, particularmente las de sinfín y corona, se han propuesto conceptos en los cuales se ha sustituido el contacto deslizante por contacto rodante con el objeto de disminuir la pérdida de energía por fricción, dichos conceptos se describen en las patentes: US 3,468,179, publicada en septiembre de 1969, de Sedwick; US 4,023, 433, publicada en mayo de 1977, de Schutz, ver Figura 4, y US 2006,015,6845, publicada en julio de 2006, de Tong, ver Figura 5.



**Figura_4: USA 4,023,433, May.
1977, EWALD SCHUTZ**

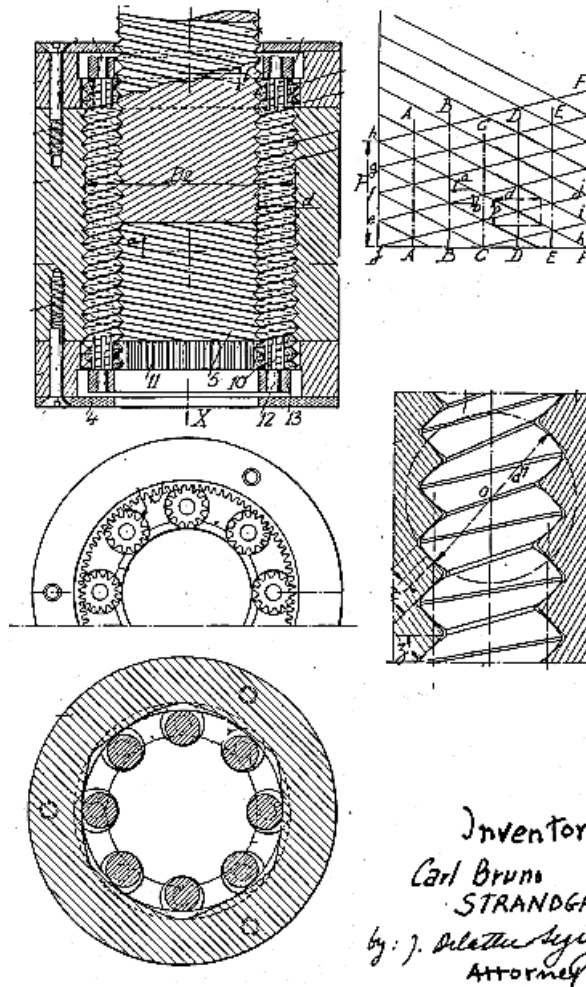


**Figura_5: USA 2006,0156,845, Jul.
2006, Davy Tong**

La dotación de balines que circulan entre las roscas del sinfín y de la corona sustituye el contacto deslizante por contacto rodante. Cuando los balines terminan de recorrer la rosca helicoidal regresan al inicio de dicha rosca mediante ductos internos en el sinfín. Sin embargo, la eficiencia todavía está limitada por el roce entre los balines.

2. MECANISMO DE TORNILLO DE RODILLOS

El mecanismo de tornillo de rodillos se describe en las patentes: US 2,683,379, publicada en julio de 1954, de Strandgren, Figura 6, y US 8,082,818, publicada en diciembre de 2011, de Sugitani. Dichas patentes se refieren a un tornillo de rodillos que se utiliza como medio de accionamiento mecánico en actuadores, es decir, el tornillo de rodillos impulsa al ariete que es el tubo con rosca en el interior.



Figura_6: US 2,683,379, Jul. 1954,
Strandgren

El mecanismo de tornillo de rodillos, ver Figura 7, consta básicamente de un husillo que está provisto de rodillos planetarios roscados, y situado dentro de un tubo con rosca en el interior. Los rodillos planetarios roscados ruedan entre el husillo y el tubo roscado, con la rotación del husillo sol, los rodillos planeta ruedan y orbitan alrededor del husillo y a su vez impulsan linealmente al tubo roscado. En los extremos del husillo hay engranes, integrales al husillo sol. Igualmente, en los extremos de los rodillos planetarios roscados hay piñones, integrales a los rodillos planeta. Los engranes y los piñones se utilizan para sincronizar el movimiento orbital de los rodillos planetarios roscados. Dichos rodillos se mantienen separados mediante dos anillos, uno en cada extremo del husillo, por lo que no existe roce entre los rodillos. Debido a que la superficie en contacto de un rodillo planetario roscado es grande y a que la transmisión de movimiento es por contacto rodante, el mecanismo de tornillo es mucho más eficiente si se le compara con el tornillo de bolas.

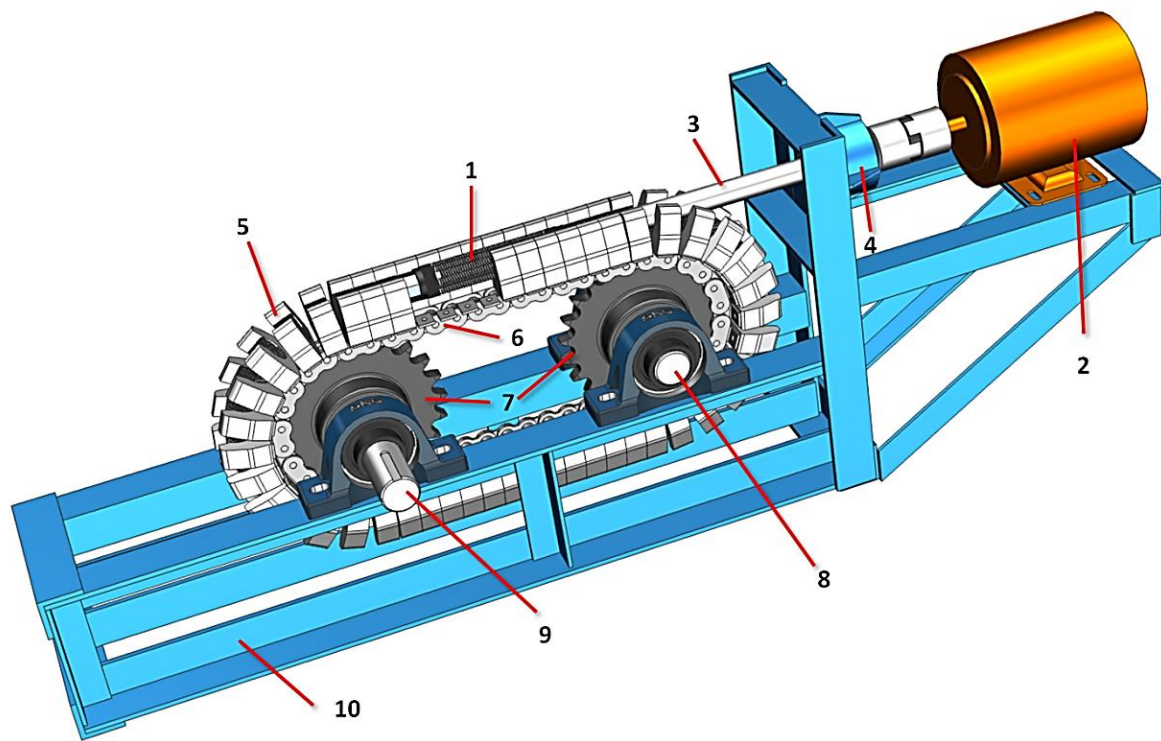


Figura_7: Ensamble de un tornillo de rodillos planetarios

Imagen tomada del catálogo, COMPACT INVERTED ROLLER

3. Descripción del prototipo

El objetivo del proyecto es un reductor de velocidad de tornillo de rodillos y cadena pero, por conveniencia, el prototipo se está desarrollando como un motoreductor, es decir, para facilitar el ensamble del conjunto experimental se montó, en la misma base, tanto el reductor de velocidad como el motor eléctrico **2**, ver Figura 8.

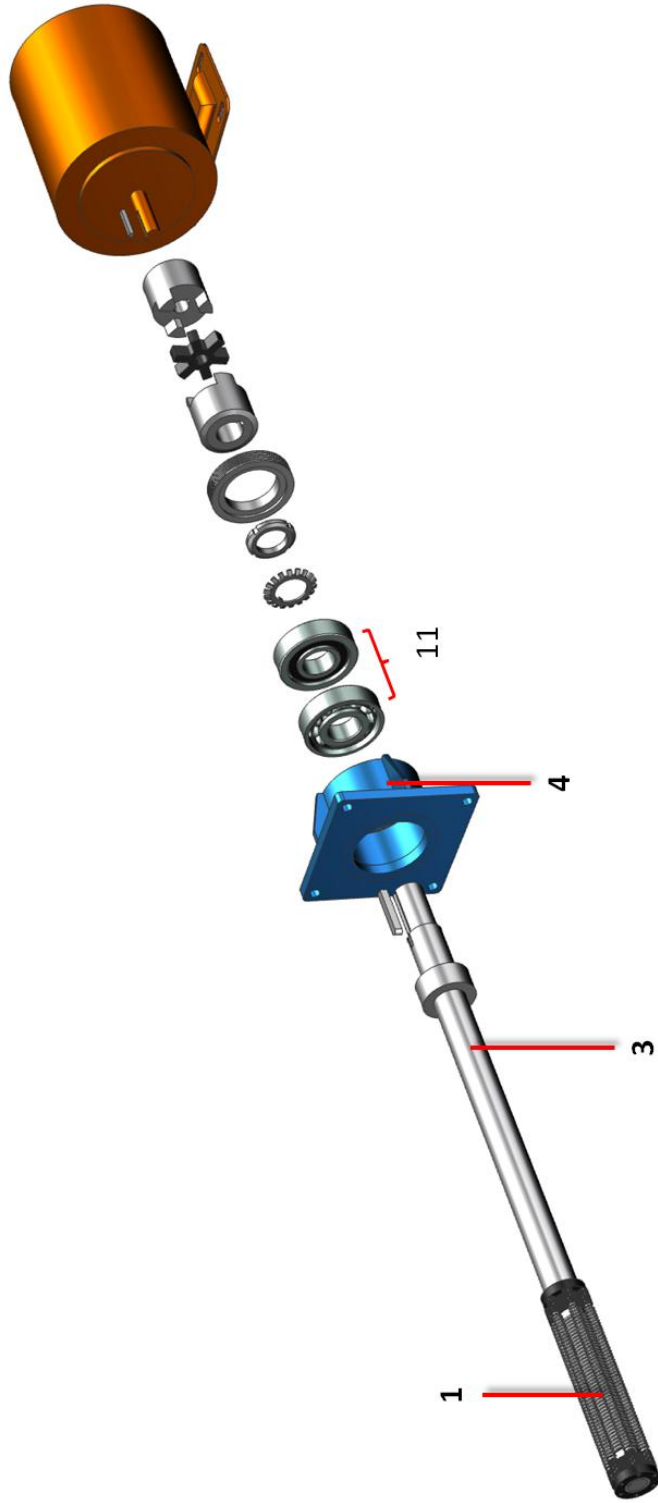


Figura_8: Vista en perspectiva del concepto general

La figura 8 es una vista en perspectiva del moto-reductor en la que se incluye el ensamble de entrada, el ensamble de salida y la base. Algunos elementos de cada ensamble se enlistan en la siguiente tabla.

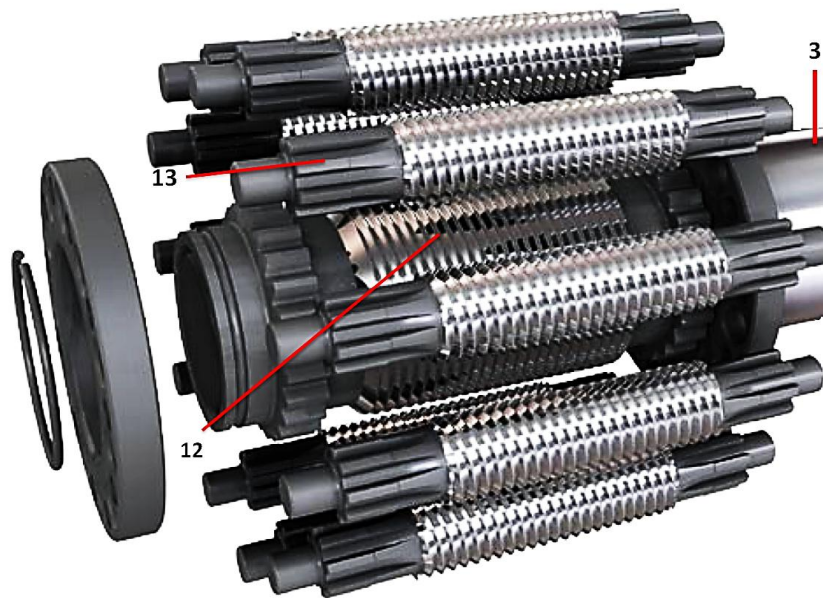
NÚMERO DE ELEMENTO	NOMBRE DE LA PIEZA
<i>ENSAMBLE DE ENTRADA</i>	
1	Tornillo de rodillos
2	Motor eléctrico
3	Flecha de entrada
4	Caja de baleros
<i>ENSAMBLE DE SALIDA</i>	
5	Cuerpos roscados
6	Cadena
7	Ruedas dentadas
8	Flecha auxiliar
9	Flecha de salida
<i>BASE</i>	
10	Base

3.1. Ensamble de entrada



Figura_9: Vista en perspectiva del ensamble de entrada en explosión

El ensamble de entrada de la figura 9 consta de dos sub-ensambles. El primer subensamble está compuesto por el tornillo de rodillos **1** con su flecha de entrada **3** y el segundo subensamble se compone de la caja de baleros **4** con sus baleros **11**.



Figura_10: Vista en perspectiva del tornillo de rodillos en explosión.

Imagen tomada del catálogo, COMPACT INVERTED ROLLER SCREW, de SKF.

Como se ha hecho mención, en este proyecto se está reproduciendo el concepto de Wolander y, en vez de un sinfín, se utiliza un tornillo de rodillos como sinfín impulsor. Al rotar el tornillo de rodillos **1**, ver Figura 9, imparte un movimiento rectilíneo a los cuerpos roscados **5**, ver Figura 12, por medio de sus rodillos planetarios roscados **13** que orbitan alrededor del husillo **12**, ver Figura 10, del tornillo de rodillos **1** y, a su vez, ruedan entre el husillo **12** y los cuerpos roscados **5**.

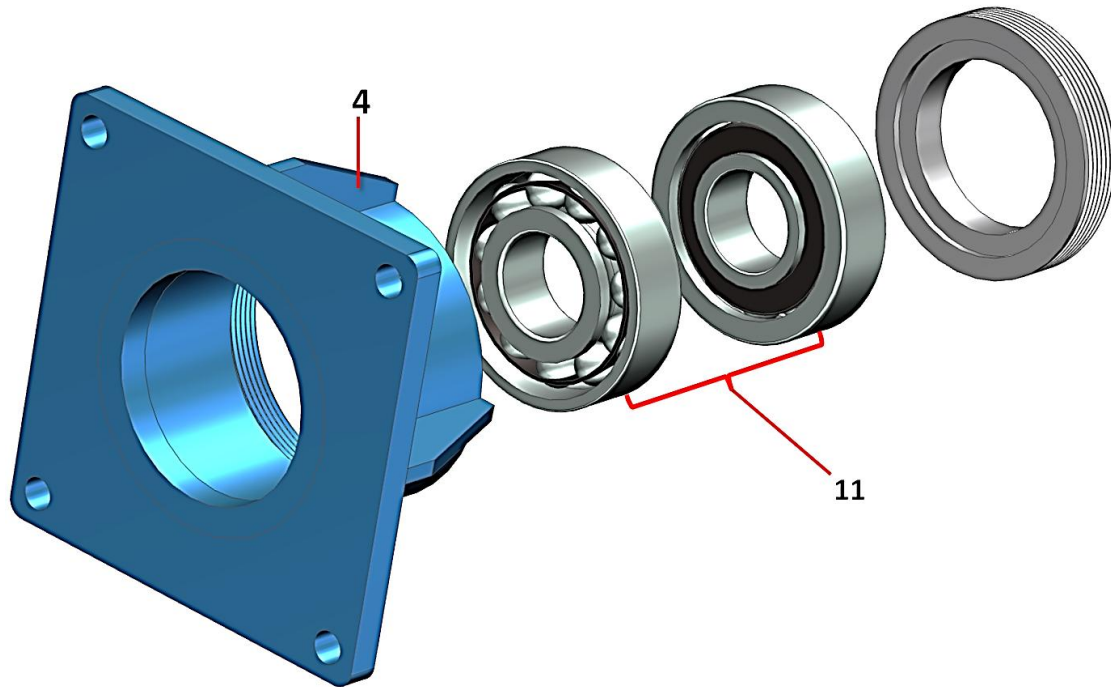
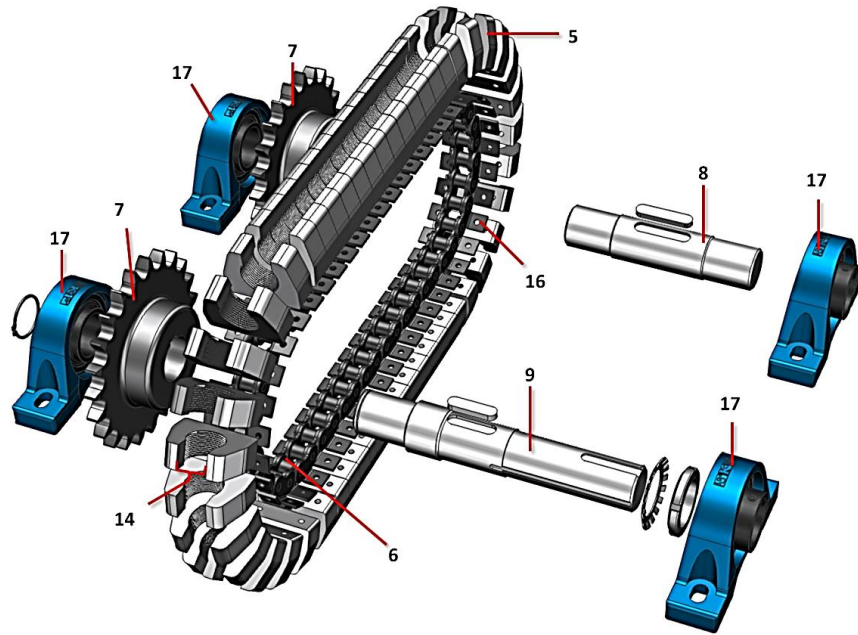


Figura 11: Vista en perspectiva de la caja de baleros en explosión.

El subensamblaje de la figura 11 está compuesto por la caja de baleros **4** y sus baleros **11**, este subensamblaje sirve como soporte para la flecha de entrada **3**, ver Figura 9.

3.2. Ensamble de salida

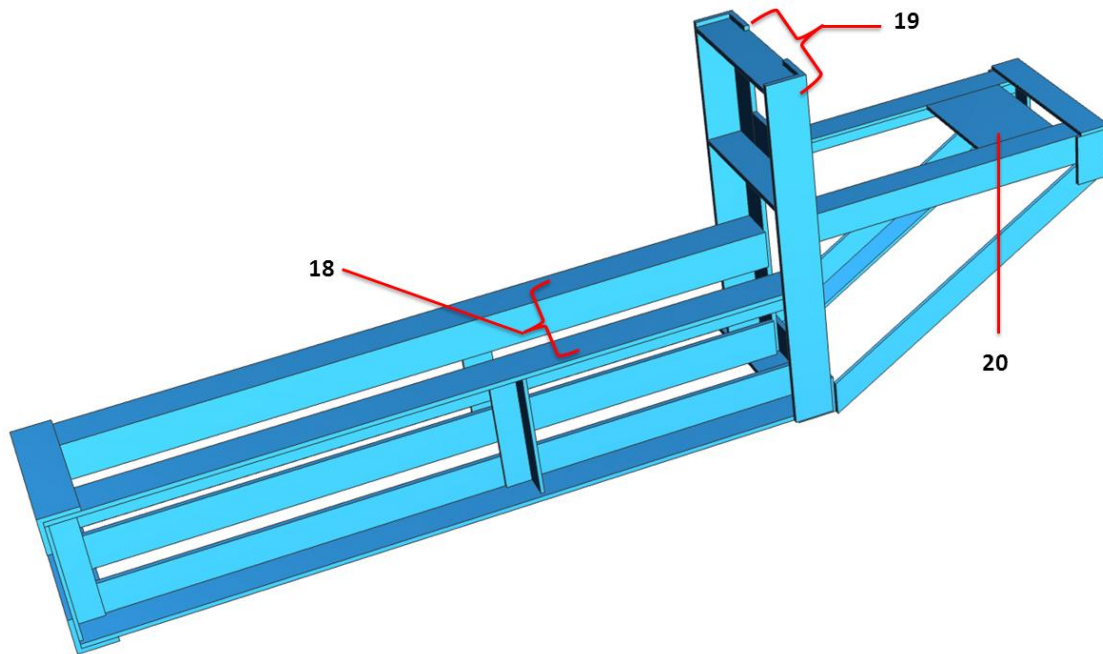


Figura_12: Vista en perspectiva del ensamble de salida en explosión

En el ensamble de salida de la Figura 12 consta de la propia transmisión de cadena y los cuerpos roscados **5** que están fijados en la base de los eslabones **16** de la cadena **6** y tienen un corte **14** para librar, durante su tránsito, a la flecha de entrada **3**, ver Figura 9. Como el tornillo de rodillos **1**, ver Figura 10, imparte un movimiento rectilíneo a los cuerpos roscados **5** y a su vez a la cadena **6** se produce un desplazamiento angular en las ruedas dentadas **7**. La flecha de salida **9** y la flecha auxiliar **8**, apoyadas en soportes con rodamientos **17**, giran junto con las ruedas dentadas **7**.

En este prototipo los cuerpos roscados no se separan del tornillo de rodillos, como puede suceder en el concepto de Wolander debido al efecto cordal en la zona recta de la transmisión de cadena, esto se debe a que las tuercas envuelven casi en su totalidad la superficie cilíndrica del tornillo de rodillos.

3.3. Base



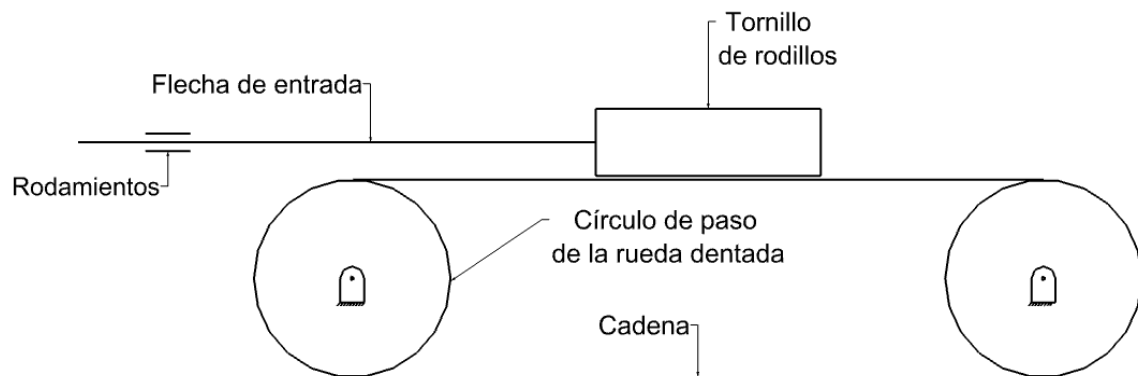
Figura_13: Vista en perspectiva de la base del reductor de velocidad

El diseño de la base del reductor de velocidad, figura 13, tiene como ventaja montar y desmontar piezas del reductor en un banco y en una posición vertical. Los ángulos superiores **18** sirven para fijar al ensamble de salida, por medio de sus soportes con rodamientos **17**, ver Figura 11. Los ángulos verticales **19** y la placa **20** sirven para fijar a la caja de baleros y al motor eléctrico respectivamente.

4. Diseño del reductor

4.1. Flecha de entrada

Como se muestra en el esquema de la Figura 14, la flecha de entrada del reductor de velocidad está soportada, en un extremo, por la propia cadena roscada y, en el otro extremo, por rodamientos.



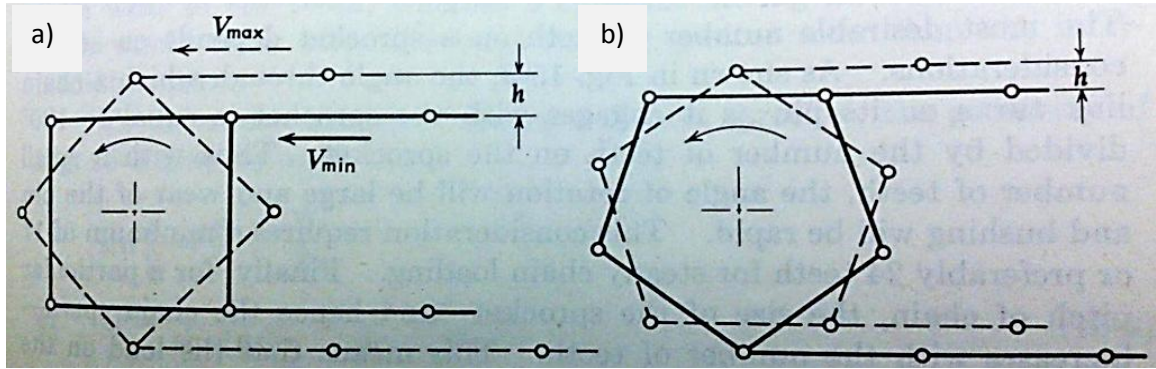
Figura_14: Esquema del reductor de velocidad

Un efecto adverso en las transmisiones por cadena es el efecto cordal, ver Figura 15. Dicho efecto se refiere a la variación de la altura (h) de la cadena por un cambio en el radio del círculo de paso de las ruedas dentadas, esto es:

$$h = \frac{r_r \pi^2}{2 N_r}$$

r_r = Radio de paso de la rueda dentada

N_r = Número de dientes de la rueda dentada

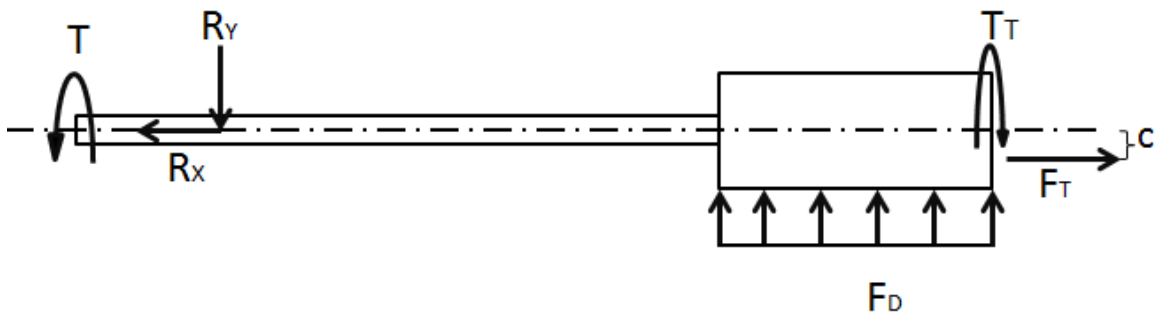


Figura_15: Efecto cordal para una rueda dentada de: a) 4 dientes y b) 5 dientes

Fuente: Paul H. Black y O. Eugene Adams, Jr, "Machine Design", McGraw-Hill, México, 1968, pp. 301.

Como se observa en la Figura 15a, cuando el número de dientes en una rueda dentada es par, el efecto cordal es mayor con respecto a una rueda dentada con un número impar de dientes, Figura 15b.

Como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 16, la fuerza distribuida (F_D) se debe al efecto cordal en la transmisión por cadena y las reacciones (R_x) y (R_y) se deben a los rodamientos.



Figura_16: Diagrama de cuerpo libre del tornillo de rodillos con su flecha

La fuerza (F_T) que ejercen los cuerpos roscados al tornillo de rodillos actúa por debajo de la línea de centros a una distancia C dada por:

$$c = \frac{r \operatorname{sen} \theta}{\theta}$$

$r =$ Radio de la superficie roscada

$\theta =$ Ángulo de superficie roscada

El ángulo de superficie roscada θ está dado por:

$$\theta = 180^\circ - \cos^{-1} \left(\frac{d + m}{2r} \right)$$

$d =$ Diámetro de la flecha del tornillo de rodillos

$m =$ holgura

En cualquier punto de interés, de la sección transversal de la flecha de entrada, se tendrá un estado de esfuerzo biaxial en la que:

$$\sigma_x = \sigma_a + \sigma_M$$

$\sigma_a =$ Esfuerzo axial

$\sigma_M =$ Esfuerzo flexionante máximo

$$\sigma_x = \frac{4 F_T}{\pi d^2} + \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (1)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (2)$$

Los esfuerzos normales se deben a un momento flexionante (M), provocado por el efecto cordal de la cadena roscada, y a una fuerza axial (F_T), provocada por la acción del tornillo de rodillos. El esfuerzo cortante se debe a un par de torsión (T) por la acción de un motor eléctrico.

Utilizando el círculo de Mohr para determinar el diámetro mínimo de la flecha de entrada, se tiene:

$$\tau_m = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3)$$

$\tau_m =$ Esfuerzo cortante máximo

Es bien sabido que para una probeta de material dúctil sometida a tensión pura, en el punto de fluencia, el esfuerzo cortante máximo se produce cuando:

$$\tau_m = \frac{\sigma_c}{2}$$

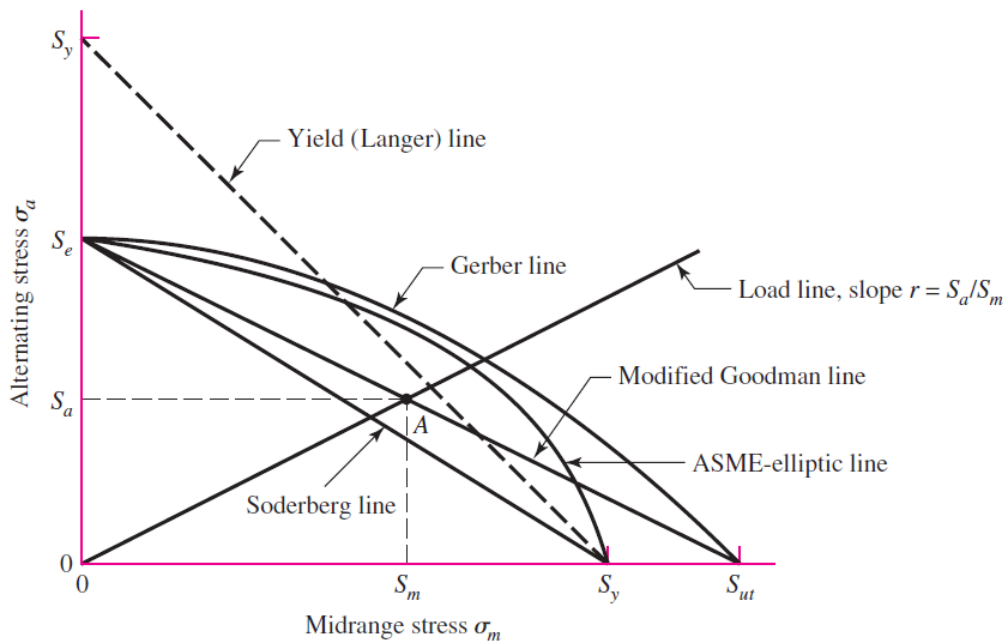
$\sigma_c =$ Esfuerzo de cedencia

Si consideramos un factor de seguridad en el diseño de la flecha de entrada tenemos que el esfuerzo cortante de diseño (τ_d) esta dado por:

$$\begin{aligned} \tau_d &= \frac{\tau_m}{F_S} \\ \tau_d &= \frac{\sigma_c}{2 F_S} \end{aligned} \quad (4)$$

$\tau_d =$ Esfuerzo cortante de diseño

$F_S =$ Factor de seguridad



Figura_17: Diagrama donde se muestran diferentes criterios de falla a fatiga.
 Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", McGraw-Hill, México, 2008.

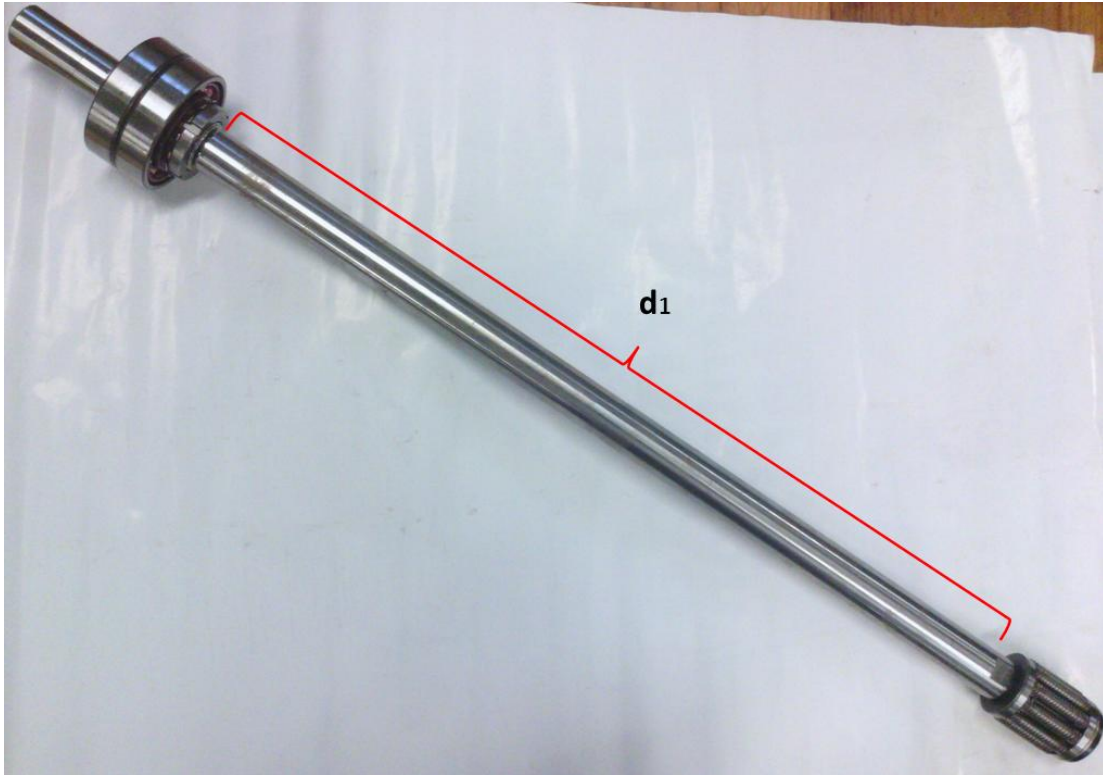
Para obtener el diámetro mínimo (d) de la flecha de entrada se igualan las ecuaciones (3) y (4) y, puesto que la flecha de entrada está sometida a un esfuerzo de tensión medio y a un esfuerzo de tensión alterna, se utiliza la línea de Soderberg, ver Figura 17, por lo que:

$$d = \left\{ \frac{4 F s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{8 M k_f}{\sigma_e} + \frac{F_T d}{\sigma_c} \right)^2 + \left(\frac{8 T}{\sigma_c} \right)^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

- M = Momento flexionante
- k_f = Concentrador de esfuerzo
- σ_e = Límite de fatiga

$$d = \frac{5}{8} plg$$

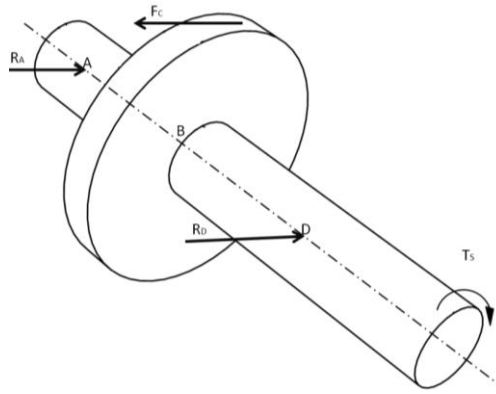
El tornillo de rodillos con su flecha, ver Figura 19, fue tomado de un actuador de la marca EXLAR. La sección d_1 es adecuada para librar el tránsito de los cuerpos roscados.



Figura_19: Tornillo de rodillos

4.2. Flecha de salida

En el diagrama de cuerpo libre de la Figura 20 se muestran las reacciones (R_A) y (R_D) de los rodamientos, el torque de salida (T_S) y la fuerza de la cadena roscada (F_C).



Figura_20: Diagrama de cuerpo libre de la flecha de salida

Para determinar el diámetro mínimo de la flecha de salida se tiene que:

$$d = \left\{ \frac{32 F_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M k_f}{\sigma_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_c} \right)^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

M = Momento flexionante

k_f = Concentrador de esfuerzo

F_s = Factor de seguridad

σ_e = Límite de fatiga

σ_c = Esfuerzo de cedencia

d = Diámetro mínimo de la flecha

$$d = 1 \frac{3}{4} plg$$

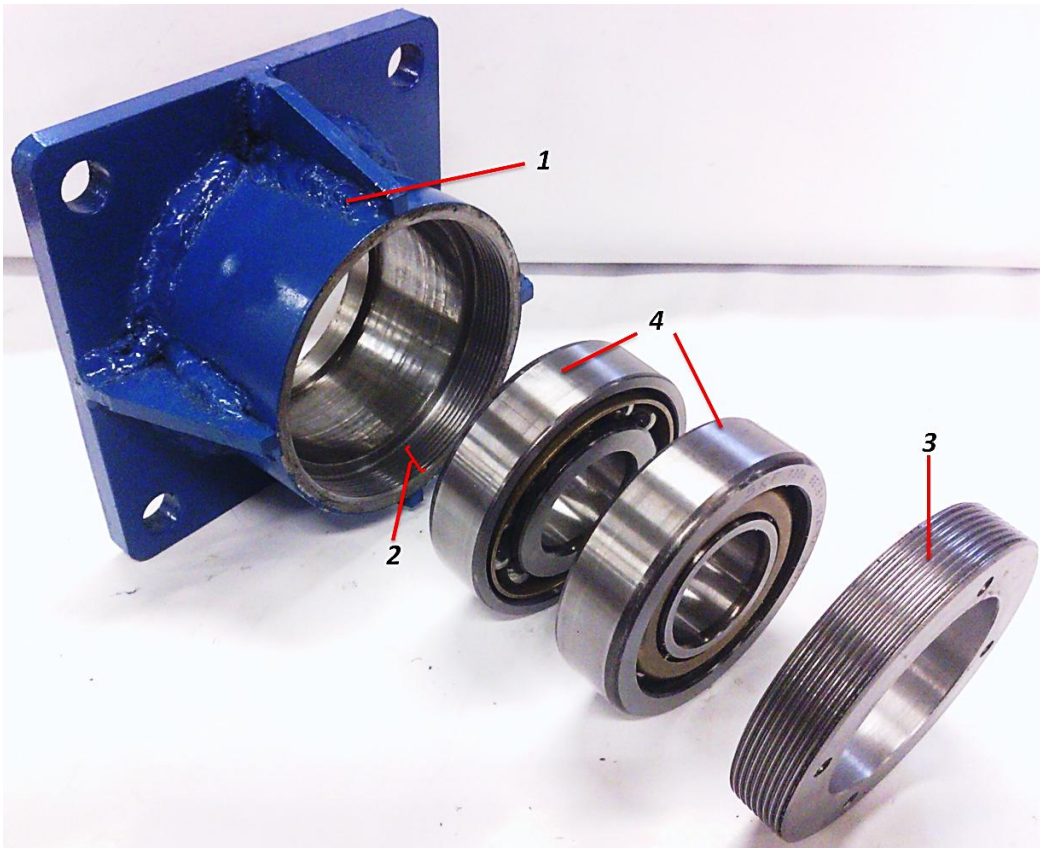
Como se muestra en la Figura 21, en la sección **4** se monta la rueda dentada, la cual se fija axialmente con un resalte **1** y con una tuerca atornillada en la rosca **3**. La flecha de salida tiene un surco **2** donde se aloja el anillo de retención que evita su movimiento axial.



Figura_21: Flecha de salida fabricada en acero 4140 recocido

4.3. Caja de baleros

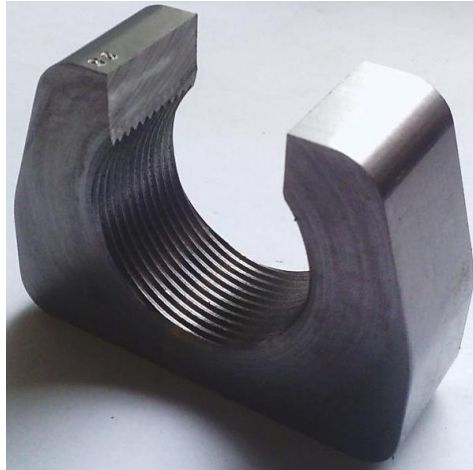
Como se muestra en la Figura 22, los baleros **4** se alojan en la caja de baleros **1** y el anillo roscado **3**, que se atornilla en la sección **2**, impiden que se desplacen axialmente.



Figura_22: Caja de baleros

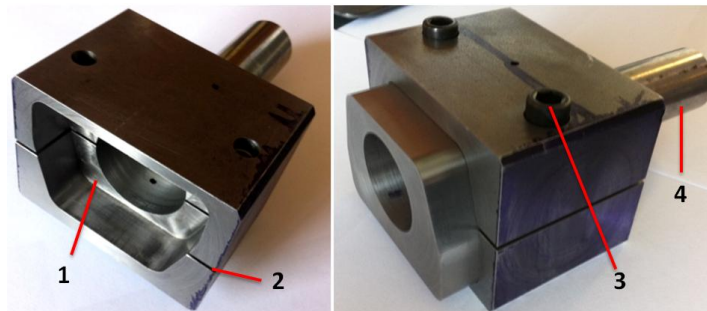
4.4. Cuerpos roscados

En la Figura 23 se muestra la configuración de los cuerpos roscados que se fijan en la base de cada uno de los eslabones de la cadena.



Figura_23: Cuerpos roscados

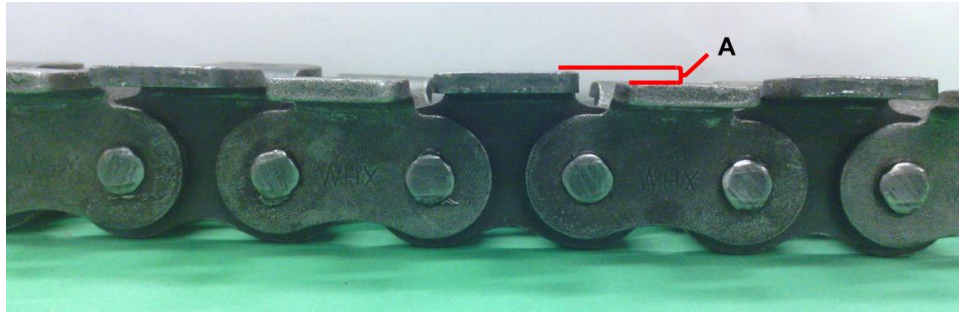
Los cuerpos roscados tienen una rosca de 6 hilos (filetes) y, por la precisión requerida, se necesitó fabricarlos en máquinas de control numérico. Además, fue necesario fabricar una herramienta de sujeción (prensa). La prensa, ver Figura 24, fue diseñada y fabricada por el M. en I. Germán Jorge Carmona y el Ing. Joaquín Olivera ambos del laboratorio de electromecánica del Instituto de Ingeniería. La cavidad **1** tiene la silueta de los cuerpos roscados con una holgura que facilita su inserción y exclusión. Con el corte **2** y los medios de fijación **3** se logra prensar a los cuerpos roscados. La prensa se empotra al plato giratorio del torno mediante su manguete **4**.



Figura_24: Prensa

4.5. Cadena

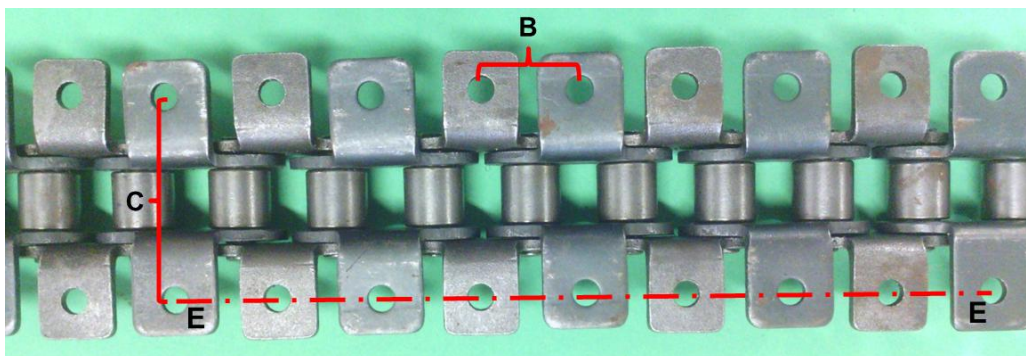
En las Figuras 25 y 26 se muestran las imprecisiones que tiene la cadena que se iba a utilizar en el proyecto. En la Figura 25 se muestra una diferencia en altura (*A*) entre dos bases consecutivas.



Figura_25: Vista lateral de la cadena

En la Figura 26 se muestra que la distancia *B*, entre dos bases consecutivas, varía considerablemente. Además, el centro de los orificios de cada base no coinciden con la línea *E-E* y la distancia *C* no es uniforme.

Es menester señalar que los cuerpos roscados se fabricaron en una máquina de control numérico y resultaron ser muy costosos, de suerte que si se ajustaran individualmente a la cadena con las imprecisiones que ya se han señalado se perdería la intercambiabilidad de los mismos, por tal motivo no se pudo terminar la fabricación del prototipo dentro del plazo señalado en la propuesta del proyecto.



Figura_26: Vista superior de la cadena

5. Diseño de pruebas

El reductor de velocidad se diseñó para utilizar un motor eléctrico de 3 *hp* a 1800 *rpm* por lo que se tendría un torque de entrada $T_e = 12.2 \text{ Nm}$. Como la relación de reducción (R_v) es 1:46 y la eficiencia del tornillo de rodillos es $\eta = 90\%$, el valor de la eficiencia se toma del catálogo EXLAR.

El par de salida (T_s) del reductor de velocidad viene dado por:

$$T_s = \eta T_e R_v$$

$$T_s = 505 \text{ Nm}$$

Se sugiere realizar una serie de experimentos en un banco de pruebas que consta de un dinamómetro e instrumentación necesaria para medir el par de salida del reductor de velocidad.

Es importante que el reductor de velocidad funcione, inicialmente, a muy baja velocidad y sin carga, debido a que se desconoce el comportamiento de la cadena roscada, para después incrementar progresivamente tanto la velocidad como la carga por lo que, durante las pruebas, se pretende trabajar con un variador de frecuencia para el motor eléctrico.

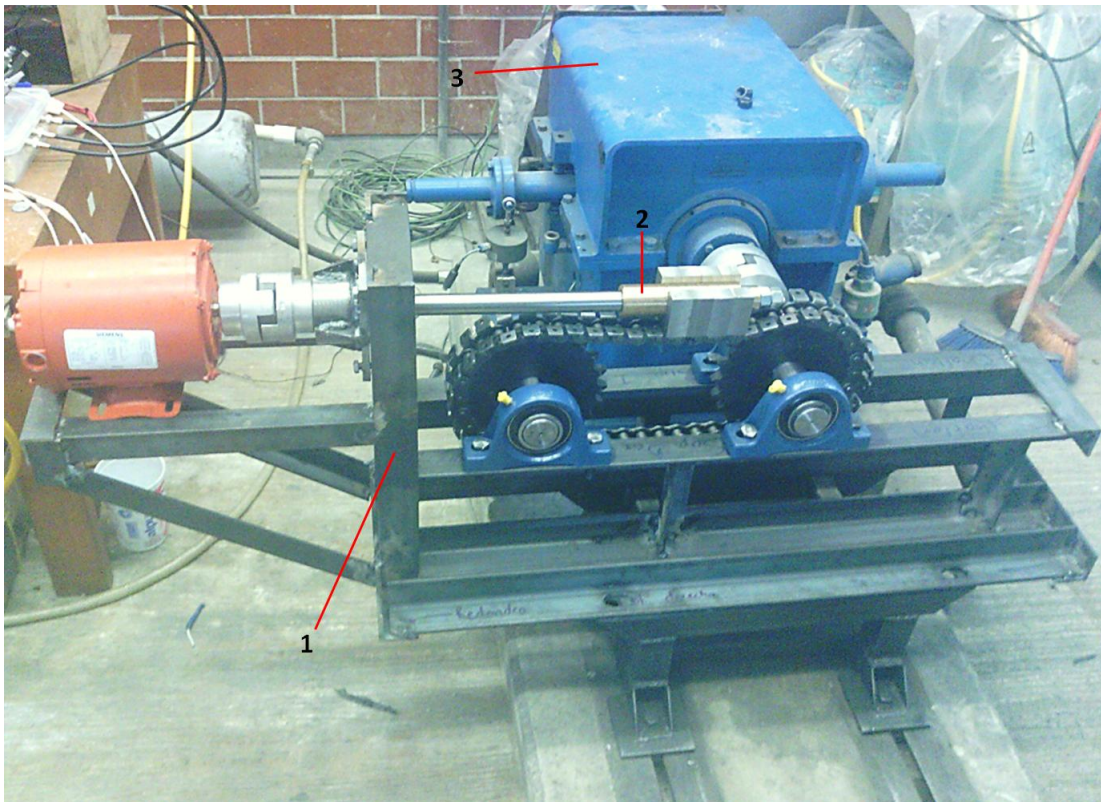
En este proyecto se consideró trabajar con un motor eléctrico abierto, ya que este tipo de motores tienen la ventaja de trabajar a bajas velocidades sin riesgo a un sobrecalentamiento. Debido a que no se encontró un motor eléctrico abierto de 3 *hp* se considera trabajar con un motor eléctrico abierto de $\frac{3}{4}$ *hp* a 1800 *rpm* de la marca SIEMENS, ver Figura 27.



Figura_27: Motor eléctrico abierto

Como se muestra en la Figura 28, las pruebas al reductor de velocidad **1** se realizarán en el laboratorio de electromecánica del Instituto de Ingeniería, dicho laboratorio cuenta con un dinamómetro **3** y la instrumentación necesaria para medir el par de salida.

El reductor de velocidad **1** se acopla al dinamómetro **3** utilizando un cople tipo estrella. Puesto que no se conoce el comportamiento de los eslabones roscados durante su tránsito por el tornillo de rodillos, se utiliza un sinfín **2** como medida de precaución para no arriesgar al tornillo de rodillos.



Figura_28: Acoplamiento del moto-reductor al dinamómetro

- **Conclusiones**

En este trabajo de tesis se expone el concepto y el inicio del desarrollo de un reductor de velocidad de tornillo de rodillos y cadena en el que se pretende superar las dos limitaciones principales de los reductores de tornillo sinfín y cadena, siendo éstas: 1) baja capacidad de carga y 2) baja eficiencia.

De ser funcional el reductor de velocidad de tornillo de rodillos y cadena es indudable que será notablemente eficiente en comparación con el reductor de sinfín y corona debido a que se tiene una transmisión por contacto rodante entre el tornillo de rodillos y los cuerpos roscados.

Se espera que, gracias a la precisión de la fabricación mediante control numérico, la rosca de los eslabones sea continua.

Es posible que, durante la puesta en marcha del reductor de velocidad, los eslabones roscados se atranquen debido al momento de descentramiento de la fuerza del tornillo con respecto a los pivotes de los eslabones.

La fabricación del prototipo se estancó debido a las imprecisiones en la base de los eslabones de la cadena como: la diferencia de altura, la desalineación de los orificios y la diferencia de distancia entre los orificios de dos eslabones consecutivos.

Este trabajo contribuyó notablemente a mi formación profesional debido a todos los problemas de diseño que se presentaron durante el desarrollo de este proyecto y a la comunicación constante que tuve con en el M. en I. Germán Jorge Carmona y Ing. Joaquín Olivera ambos del laboratorio de electromecánica del Instituto de Ingeniería y con el técnico en fabricación para la investigación Alejandro Maya Trejo del taller mecánico del Instituto de Ingeniería

- **Trabajos futuros**

Queda pendiente fijar los cuerpos roscados a la base de los eslabones de la cadena e iniciar las pruebas al reductor de velocidad.

Se consideró la posibilidad de añadir otro tornillo de rodillos, separado uno del otro, a la flecha de entrada para minimizar las fuerzas que componen el par en los extremos.

Cabe señalar que ya se tiene una idea para evitar el momento en los eslabones roscados pero no se expone porque aún no se tiene un registro de patente.

Puesto que ya se tiene otro concepto se pretende abandonar la idea de la base en cada eslabón de la cadena.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Wolander, "Endless Screw Chain," U.S. 595 508, December 14, 1897.
- [2] R.K. Sedgwick, "Recirculating Ball Worm Drive," U.S. 3 468 179, September 23, 1969.
- [3] E. Schutz, "Power Transfer," U.S. 4 023 433, May 17, 1977.
- [4] D. Tong, "Self-Retaining Ball-Worm and Gear Device," U.S. 2006 015 6845 A1, July 20, 2006.
- [5] C.B. Strandgren, "Screw-Threaded Mechanism," U.S. 2 683 379, July 7, 1950.
- [6] N. Sugitani, "Planetary Device For Conversion Between Rotary Motion And Linear Motion," U.S. 8 082 818 B2, December 27, 2011.
- [7] SKF compact inverted roller screw, SKF Group, August 2010.
- [8] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, "*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*", McGraw-Hill, México, 2008.
- [9] Paul H. Black y O. Eugene Adams, Jr, "*Machine Design*", McGraw-Hill, México, 1968.