

## Tema A1a Diseño Mecánico: Diseño de reductores cicloidales

### “Diseño parametrizado de serie de reductores cicloidales”

*Chávez C. José A.<sup>a</sup>, Soriano P. Juan F.<sup>a</sup>, López G. Victor<sup>a</sup>, Valencia G. Luis A.<sup>a</sup>*

*Universidad Michoacana de San Nicolas de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Mecánica, Santiago Tapia Numero 403, Col. Centro, Morelia Michoacán, CP: 58000, Mexico.*

*ing\_jchavez@hotmail.com, juanfSORIANO@yahoo.es, nepesh@hotmail.com, valenciagaray@yahoo.com.e*

---

#### RESUMEN

---

Los reductores de velocidad juegan un papel muy importante cuando se trata de transmitir movimiento, las máquinas en sus desempeños necesitan una velocidad y par de torsión (par) nominal; los motores se mueven, por lo general, a velocidades relativamente altas y pares pequeños haciéndose imprescindible igualarlas para el funcionamiento. Aunado a lo anterior es necesario que tengan alta precisión constructiva y de funcionamiento. Los reductores de velocidad tipo cicloidal cumplen con este requisito y permiten altas relaciones de transmisión, siendo compactos, con funcionamiento silencioso, equilibrio dinámico, alta capacidad de carga y alta eficiencia. A pesar de las ventajas que reúnen los reductores cicloidales, estos no se utilizan con la frecuencia esperada porque no se construyen por series o familias estandarizadas, que permitan su selección de acuerdo a las condiciones específicas de funcionamiento. El presente trabajo muestra los parámetros geométricos más significativos de un reductor cicloidal para su diseño y construcción de acuerdo a la necesidad, permitiendo generar series (familias estandarizadas) de reductores cicloidales en muy breve tiempo con el uso del software.

---

*Palabras Clave: Engrane cicloidal, Ecuaciones paramétricas, Matriz de transformación, Ecuación de engranaje, Rueda de rodillos, SolidWorks*

#### ABSTRACT

---

*The speed reducers play a very important role when it comes to transmitting movement, the machines in their performances need a nominal speed and torque; the motors are usually moved at relatively high speeds and small pairs making it imperative to match them for operation. In addition to the above it is necessary that they have high precision of construction and operation. The cycloid type speed reducers meet this requirement and allow high transmission ratios, being compact, with quiet operation, dynamic balance, high load capacity and high efficiency. Despite the advantages of cycloidal gearboxes, they are not used with the expected frequency because they are not built by standardized series or families, allowing their selection according to the specific operating conditions. The present work shows the most significant geometric parameters of a cycloidal reducer for its design and construction according to the need, allowing to generate series (standardized families) of cycloidal reducers in a very short time with the use of the software.*

---

*Keywords: Cycloidal Gear, Parametric Equations, Transform Matrix, Equation of meshing, Pin Wheel, SolidWorks*

---

#### 1. Introducción

Los reductores de engranes se utilizan en toda clase de sistemas mecánicos y máquinas, desde abrelatas hasta portaaviones. Siempre que se requiere cambiar la velocidad y/o par de torsión de un dispositivo rotatorio, con valores constantes, se emplea un reductor de engranes [1].

Los tipos de reductores de engranes más comunes se basan en engranes rectos, helicoidales, cónicos y de tornillo sin fin, además estos reductores pueden ser de ejes paralelos, cruzados, concurrentes o planetarios, estos últimos llamados de ejes móviles. Los reductores de ejes móviles tienen varias ventajas sobre los convencionales, entre las cuales está la relación de transmisión más alta en una carcasa más pequeña [1].

Dentro de los reductores de ejes móviles se encuentran los cicloidales, que consisten básicamente en un engrane con perfil cicloidal accionado por un eje excéntrico que rueda dentro de un anillo con pivotes (rodillos), de tal manera que el engrane gira a una velocidad reducida en sentido opuesto al eje excéntrico.

Desarrollados inicialmente por el ingeniero alemán Lorenz Konrad Braren en el año 1931, basándose en el funcionamiento del obturador de las cámaras fotográficas, el concepto se basa en una leva de engrane cuyo perfil describe una curva del tipo cicloide [2].

Los reductores cicloidales son ampliamente utilizados en industrias, tales como la minería, metalurgia, textil, militar, electrónica, etc., debido a su gran relación de transmisión, tamaño compacto, alta capacidad de carga y alta eficiencia, por otra parte, tienen gran precisión ya que la mitad de sus dientes están en contacto simultáneamente, permitiendo una alta capacidad de carga a la torsión al no haber elementos flexibles, tiene funcionamiento silencioso, buen equilibrio dinámico, y no necesita mucho mantenimiento [3].

Actualmente se han hecho trabajos de investigación acerca de los reductores cicloidales: Joong-Ho Shin et al. propuso una forma sencilla y exacta para el diseño del perfil del lóbulo del engrane cicloidal, el cual es la parte principal de un reductor cicloidal, por medio del principio del centro velocidad instantánea en el mecanismo general de contacto y la transformación de coordenadas homogénea [4]. Chen et al. estableció la ecuación de engranaje para pequeñas diferencias de dientes en engranajes planetarios y la ecuación universal del perfil conjugado en base a los pasadores cilíndricos y el movimiento dado. Además, proporcionó las condiciones correctas de engranaje de acuerdo con la geometría diferencial y la geometría del engrane [5]. Shuting Li utilizó el software AutoCAD para llevar a cabo el diseño, determinar los parámetros de engranaje y dimensiones estructurales de los reductores de engranajes cicloidales de manera muy sencilla. También presenta un nuevo modelo mecánico y el método de elemento finito (FEM) para analizar el contacto del engranaje de los reductores cicloidales bajo carga, con el fin de resolver cálculos de fuerza y evaluar problemas de los reductores [6].

El objetivo principal de este artículo es exponer cómo obtener la geometría de reductores cicloidales y automatizar su modelado de forma paramétrica utilizando el software SolidWorks obteniendo una serie (familia) de reductores cicloidales que, posteriormente, se utilizarán para determinar la distribución de cargas en los reductores cicloidales.

## 2. Geometría del Reductor cicloidal

Partiendo del número de rodillos de transmisión y la velocidad de entrada, se define la geometría del disco cicloidal, tomando como referencia los diámetros primitivos de los engranes.

### 2.1. Sistema de coordenadas

Inicialmente se propone el análisis geométrico del reductor, para lo cual se establecen varios sistemas de referencia con coordenadas rectangulares, ver Fig. 1:

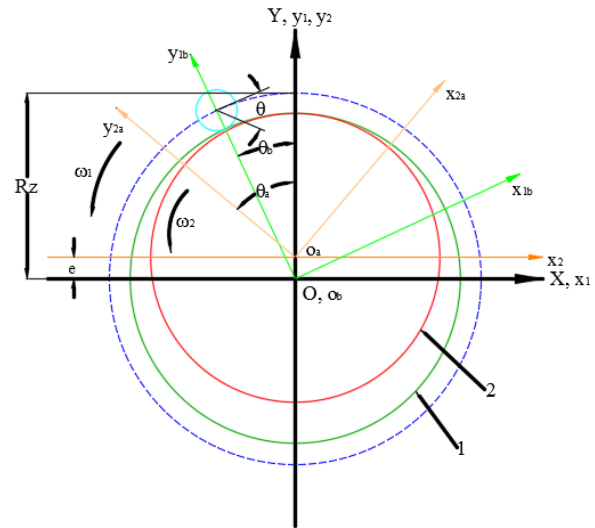


Figura 1 - Sistema de Coordenadas y diámetros primitivos de la rueda de rodillos y del engrane cicloidal

Los elementos 1 y 2 representan los círculos primitivos de la rueda de rodillos y del engrane cicloidal, respectivamente, a los cuales se unen rígidamente los sistemas de coordenadas móviles  $O_b x_1 y_1$  y  $O_g x_2 y_2$ .

El sistema de coordenadas fijo  $OXY$  es conectado con el centro de la rueda de rodillos y la posición los ejes  $X$  y  $x_1$  son coincidentes y  $x_2$  es paralelo con  $X$ , llamando  $R_z$  al radio del círculo de distribución de los dientes (rodillos) y  $r_z$  al radio del diente (rodillo).

Tomando los números de dientes de la rueda de rodillos  $Z_b$  y del engrane cicloidal  $Z_g$  y la distancia entre centros del engrane cicloidal  $e$  (excentricidad de la leva del eje de entrada), se realiza el diseño del reductor.

Mediante el empleo del concepto de mecanismo inverso se realiza la síntesis del mecanismo. Cuando el engrane cicloidal rota un ángulo  $\theta_a$  antihorario alrededor del eje  $z_2$ , la rueda de rodillos rotará un ángulo  $\theta_b$  respecto al eje  $z_1$  con el mismo sentido pero de acuerdo a la relación de transmisión [5].

### 2.2. Ecuación de engranaje

Toda vez posicionados los respectivos centros de rotación de la rueda de rodillos, de la rueda cicloidal y del propio rodillo, se define el perfil del rodillo con respecto al sistema de coordenadas  $O_b x_{1b} y_{1b}$ , quedando definido por la ec. (1):

$$\sum^{(1)} = x_1 \mathbf{i}_1 + y_1 \mathbf{j}_1 = r_z \cos \theta \mathbf{i}_1 + (r_z \sin \theta + R_z) \mathbf{j}_1 \quad (1)$$

Donde  $\theta$  es el ángulo paramétrico de los dientes (rodillos.) Los autores han expuesto el procedimiento siguiente: en correspondencia con la síntesis del mecanismo se obtiene la ec. (2) para expresar la cinemática del sistema analizado

$$\phi(\theta, \theta_b) = \mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{v}_1^{(12)} = 0 \quad (2)$$

donde  $\mathbf{n}_1$  representa la normal al perfil del rodillo que pasa por el centro O, descomponiéndola en sus proyecciones en los  $x_1$  y  $y_1$  se obtiene el sistema de ecuaciones (3).

$$\begin{cases} \mathbf{n}_{1x} = \frac{dy_1}{d\theta} = r_z \cos \theta \\ \mathbf{n}_{1y} = \frac{dx_1}{d\theta} = r_z \sin \theta \end{cases} \quad (3)$$

$\mathbf{v}_1^{12}$  representa la velocidad relativa de los puntos conjugados entre el rodillo y el engrane cicloidal

$$\mathbf{v}_1^{(12)} = \mathbf{v}_1^{(1)} - \mathbf{v}_1^{(2)} = (\omega^{(1)} - \omega^{(2)})x\sum^{(1)} + \omega^{(2)}xe \quad (4)$$

donde:

$$\mathbf{v}_1^{(1)} = \omega^{(1)}x\sum^{(1)} \quad (5)$$

$$\mathbf{v}_1^{(2)} = \omega^{(2)}x\sum^{(1)} + \omega^{(2)}xe \quad (6)$$

$$\omega^{(1)} = \omega_1 \mathbf{k}_1 \quad (7)$$

$$\omega^{(2)} = \omega_2 \mathbf{k}_2 \quad (8)$$

$\mathbf{i}_1$ ,  $\mathbf{j}_1$  y  $\mathbf{k}_1$  son los vectores unitarios en los ejes  $x_1$ ,  $y_1$  y  $z_1$  respectivamente.

Como resultado de sustituciones adecuadas en la ec. (2) y simplificando, se propone la ecuación de engranaje, mostrada en la ec. (9):

$$\phi(\theta, \theta_b) = \lambda \cos(\theta + \theta_b) - \cos \theta = 0 \quad (9)$$

donde  $\lambda$  es un coeficiente cinemático obtenido del movimiento inverso del mecanismo.

$$\lambda = \frac{ei_{gb}^H}{R_z(i_{gb}^H - 1)} = \frac{eZ_b}{R_z(Z_b - Z_g)} = \frac{r'_b}{R_z} \quad (10)$$

### 2.3. Ecuación del perfil del engrane cicloidal

En el sistema coordenado  $O_g x_{2a} y_{2a}$ , el perfil  $\sum^{(2)}$  del engrane cicloidal conjugado al rodillo  $\sum^{(1)}$  está determinado por el sistema de ecuaciones. (11):

$$\begin{cases} \sum^{(2)} = M_{21} \sum^{(1)} \\ \phi(\theta, \theta_b) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

donde  $M_{21} = M_{02} M_{01}$ , es la matriz de transformación de  $O_b x_{1b} y_{1b}$  a  $O_g x_{2a} y_{2a}$ .

Por su parte, la matriz de transformación de  $O_b x_{1b} y_{1b}$  a  $OXY$  se expresa como:

$$M_{01} = \begin{pmatrix} \cos \theta_b & -\sin \theta_b & 0 \\ \sin \theta_b & \cos \theta_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (12)$$

y la matriz de transformación de  $OXY$  a  $O_g x_{2a} y_{2a}$  se define como:

$$M_{01} = \begin{pmatrix} \cos \theta_a & \sin \theta_a & -e \sin \theta_a \\ -\sin \theta_b & \cos \theta_b & -e \cos \theta_a \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (13)$$

Tomando la relación:

$$\theta_a - \theta_b = \varphi \quad (14)$$

y de acuerdo a la relación de transmisión:

$$i_{gb}^H = \frac{\theta_a}{\theta_b} = \frac{Z_b}{Z_g} \quad (15)$$

se obtiene la relación de transmisión del engrane cicloidal expresada en función del número de dientes de ambos engranes:

$$\begin{cases} \theta_a = \frac{Z_b \varphi}{Z_b - Z_g} \\ \theta_b = \frac{Z_g \varphi}{Z_b - Z_g} \end{cases} \quad (16)$$

definiendo la matriz de transformación  $M_{21}$  como:

$$M_{21} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & -e \sin \left[ \frac{Z_b \varphi}{Z_b - Z_g} \right] \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & -e \cos \left[ \frac{Z_b \varphi}{Z_b - Z_g} \right] \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (17)$$

Finalmente se obtiene de la ec. (9) :

$$\begin{cases} \sin \theta = \pm \frac{(\lambda \cos \theta_b - 1)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \theta_b}} \\ \cos \theta = \pm \frac{(\lambda \sin \theta_b)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \theta_b}} \end{cases} \quad (18)$$

De lo anterior, si el número de dientes equivalente del engrane cicloidal es:

$$Z_d = \frac{Z_g}{Z_b - Z_g} \quad (19)$$

entonces el número de dientes equivalente de la rueda de rodillos conjugada con el engrane cicloidal es:

$$Z_e = i_{gb}^H Z_d = \frac{Z_b}{Z_b - Z_g} \quad (20)$$

y sustituyendo ecs. (1), (17) y (18) dentro del sistema de ecuaciones (11), se obtiene el sistema de ecuaciones general para el perfil del engrane cicloidal  $\Sigma^{(2)}$ , la cual, es vital para generar la familia de reductores cicloidales

$$\begin{cases} x_2 = R_z \sin \varphi - e \sin(Z_e \varphi) + r_z \cos \beta \\ y_2 = R_z \cos \varphi - e \cos(Z_e \varphi) - r_z \sin \beta \end{cases} \quad (21)$$

donde:

$$\begin{cases} \cos \beta = \pm \frac{\lambda \sin(Z_e \varphi) - \sin \varphi}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(Z_d \varphi)}} \\ \sin \beta = \pm \frac{-\lambda \cos(Z_e \varphi) + \cos \varphi}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(Z_d \varphi)}} \end{cases} \quad (22)$$

Cuando  $r_z = 0$  se obtiene la cicloide teórica; si el número de dientes (rodillos) de la rueda de rodillos es mayor que el

número de dientes del engrane cicloidal, la ec. (22) toma "signo positivo", haciendo una epicicloide acortada y finalmente si, el número de dientes (rodillos) es menor que el del disco cicloidal, la ec. (22) toma "signo negativo" haciendo una hipocicloide.

#### 2.4. Dimensión de los orificios del engrane cicloidal

En la Fig. 2 se muestran los diámetros  $d'_p$  (diámetro del eje de los rodillos de salida),  $d_p$  (diámetro de los bujes de los rodillos de salida) y  $d_w$  (diámetro de los orificios del engrane cicloidal), así como su ubicación.

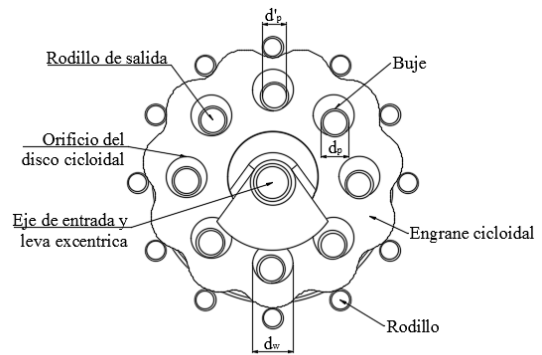


Figura 2 - Diámetro de los orificios del engrane cicloidal

Los diámetros de los orificios en el perfil del engrane cicloidal son de gran importancia debido a que, es ahí, donde se generan grandes esfuerzos de contacto al transmitir las cargas durante el movimiento, para calcular el diámetro, es preciso determinar la fuerza  $F_{s \max}$  (actuando en los rodillos Fig. 3) y debe ser tomada en consideración según la ec. (24).

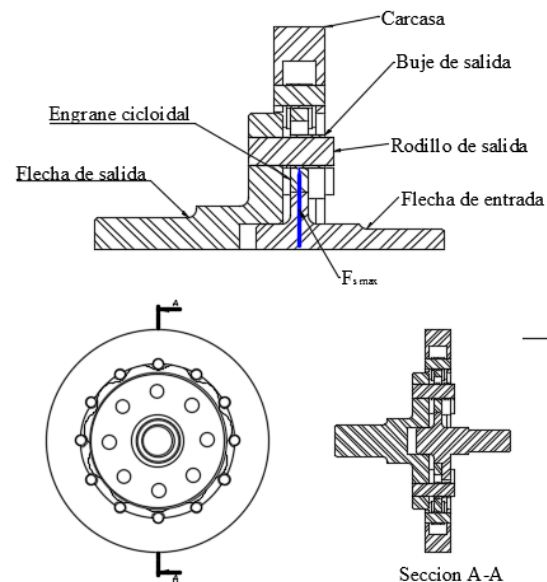


Figura 3 - Fuerza  $F_{s \max}$  que actúa en los rodillos de salida

La fuerza se obtiene con la ec. (23) [7]:

$$F_{s\max} = \frac{4.8T_g}{Z_w r_w} \quad (23)$$

donde  $r_w$  es el radio de distribución de los orificios. Tomando el máximo esfuerzo de flexión en un rodillo:

$$\sigma_F = \frac{F_{s\max} L}{W} \quad (24)$$

y  $L$  como la palanca del momento de flexión asociado a la fuerza  $F_{s\max}$  del rodillo, entonces para un solo disco cicloidal es:

$$L = 0.5B \quad (25)$$

donde,  $B$  es el espesor del engrane cicloidal. La Fig. 4 muestra la sección del rodillo y del disco cicloidal.

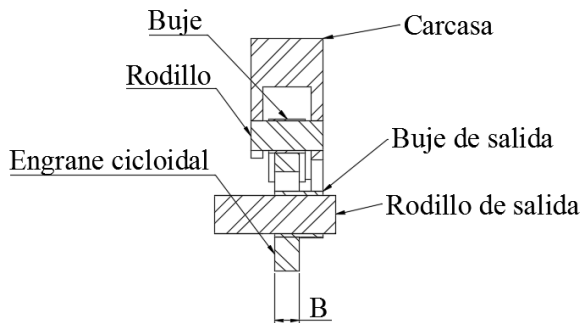


Figura 4 - Espesor del engrane cicloidal

Considerando que  $B$  debe cumplir la recomendación siguiente:

$$0.1R_z \leq B \leq 0.2R_z \quad (26)$$

donde  $R_z$  es el radio de distribución de la rueda de rodillos. Para calcular los rodillos, de la flecha de salida, es necesario conocer el esfuerzo de flexión límite  $\sigma_F$ , el cual puede obtenerse de la ec. (27) [7]:

$$\sigma_F = 0.43\sigma_b \quad (27)$$

Con  $\sigma_b$  aquí designado como el esfuerzo último a la tensión. La ecuación para el diámetro de los rodillos de salida es:

$$d'_p \geq 3.853 \sqrt{\frac{T_g B}{Z_w r_w \sigma_b}} \quad (28)$$

Cuando el diámetro  $d'_p$  es determinado,  $d_p$  puede calcularse fácilmente al agregar el espesor del buje ( $th_p$ ) ubicado sobre el rodillo de salida.

$$dp = d'_p + 2th_p \quad (31)$$

Toda vez calculado  $d_p$ , el orificio del engrane  $d_w$  se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$d_w = d_p + 2e \quad (32)$$

## 2.5. Parámetros geométricos fundamentales

De acuerdo con los análisis previos, las ecuaciones para determinar las relaciones entre los parámetros geométricos fundamentales del engrane cicloidal y la rueda de rodillos, para una pequeña diferencia de dientes se exponen en la Tabla 1.

Tabla 1 - Parámetros geométricos Fundamentales para el parametrizado del reductor cicloidal

Nombre	Símbolo	Ecuación
Coefficiente de acortamiento	$\lambda$	$\lambda = \frac{eZ_b}{R_z(Z_b - Z_g)} = \frac{r'_b}{R_z}$
Ecuaciones Paramétricas	$\Sigma^{(2)}$	$\begin{cases} x_2 = R_z \sin \varphi - e \sin(Z_e \varphi) + r_z \cos \beta \\ y_2 = R_z \cos \varphi - e \cos(Z_e \varphi) - r_z \sin \beta \end{cases}$
Diámetro de los orificios	$d_w$	$d_w = d_p + 2e$
Excentricidad	$e$	$e = \frac{\lambda R_z (Z_b - Z_g)}{Z_b}$
Relación de trasmisión	$i$	$i = \frac{Z_b}{(Z_b - Z_g)}$

## 3. Diseño paramétrico de engranajes cicloidales típicos

Utilizando el software SolidWorks para generar los modelos de los reductores cicloidales y la metodología de diseño propuesta anteriormente se logran series o familias de estos reductores.

### 3.1. Datos de Diseño

Para construir en primera instancia el disco cicloidal, que es el alma de los reductores cicloidales, es necesario tener los números de dientes de la rueda de rodillos y del engrane cicloidal, el radio de la rueda de rodillos, el radio del rodillo, la excentricidad y calcular el diámetro del rodillo de salida.

Se muestra en la Tabla 2 valores numéricos utilizados para las parametrizaciones realizadas en SolidWorks.

Tabla 2 - Valores numéricos parametrizados en SolidWorks

Variables	Reductor		
	(a)	(b)	(c)
$Z_b$	12	19	40
$Z_g$	11	18	39
$R_z$	90 mm	110 mm	162.5 mm
$r_z$	7 mm	6 mm	4 mm
$e$	4 mm	5 mm	3.5 mm
$th_p$	1.5 mm	1.5 mm	1.5 mm
$Z_w$	8	8	16
$r_w$	55 mm	65 mm	95 mm
$\sigma_b$	320 MPa	320 MPa	320 MPa
$T_g$	1 kN·m	2 kN·m	2.5 kN·m

### 3.2. Parametrización del engrane cicloidal

En SolidWorks, una vez ingresados los parámetros fundamentales para la síntesis del engrane cicloidal, se procede a utilizar la tabla de configuración con el sistema de ecuaciones paramétricas (21), permitiendo que, al modificar uno de los parámetros del reductor, se obtiene una nueva variante geométrica que responde a los valores estandarizados para el cambio deseado y que garantiza la resistencia para la carga generada durante la transmisión del movimiento.

Cabe mencionar que el software no permite realizar curvas paramétricas cerradas, por lo que se deben construir dos curvas conducidas por ecuación y después fusionarlas para obtener el resultado deseado mostrado en la Fig. 5.

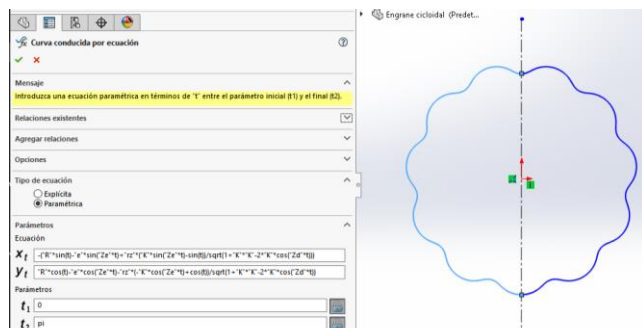


Figura 5 -Parametrización del engrane cicloidal en SolidWorks

Una vez realizado el croquis se realiza una extrusión, y se generan las demás operaciones necesarias para obtener el engrane cicloidal, la Tabla 3 muestra los resultados obtenidos para los parámetros utilizados.

Tabla 3 - Resultados obtenidos utilizando la metodología de diseño

Resultados	Reductor		
	(a)	(b)	(c)
$B = 0.1R_z$	9 mm	11 mm	16 mm
$d'_p$	16 mm	20 mm	19 mm
$d_p$	19 mm	23 mm	22 mm
$d_w$	27 mm	33 mm	29 mm
$i$	12:1	19:1	40:1 mm
$\lambda$	0.533	0.863	0.861

Si alguno de los parámetros es modificado, el engrane cicloidal se modifica pudiéndose generar una serie de engranes cicloidales y, por consiguiente, tantos reductores cicloidales como sean necesarios.

Tomando los datos de entrada para los 3 reductores cicloidales y utilizando las ecuaciones paramétricas (21) se obtienen las variantes de engrane cicloidal mostradas en la Figs. 6(a)-(c) desarrollados en el software antes mencionado.

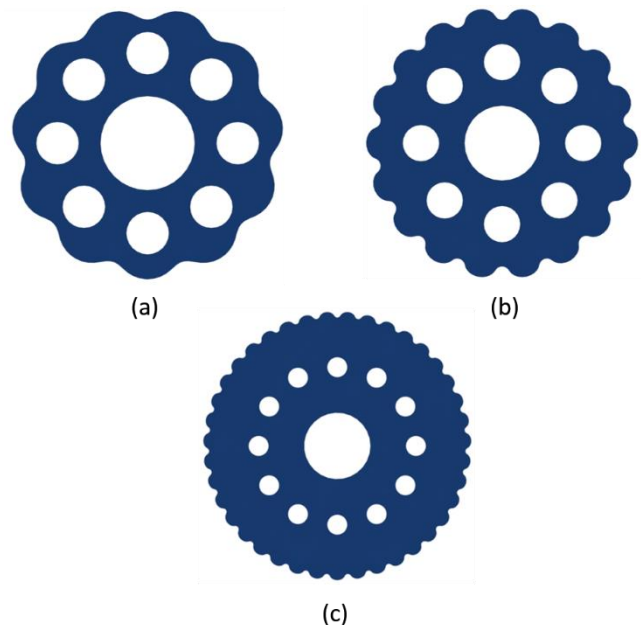


Figura 6 - Serie de engranes cicloidales: (a)  $Z_g = 11$ ; (b)  $Z_g = 18$ ; (c)  $Z_g = 39$ .

Para modelar las demás piezas del reductor cicloidal se utilizan los datos de diseño, de esta manera se puede obtener el reductor cicloidal integrado por el conjunto de sus piezas principales, las cuales son: el árbol de entrada, la carcasa con los rodillos, el engrane cicloidal y el árbol de salida.

En la Fig. 7 se muestran todas las partes del reductor cicloidal (a) generadas gracias a la metodología de diseño propuesta por los autores y al software SolidWorks.

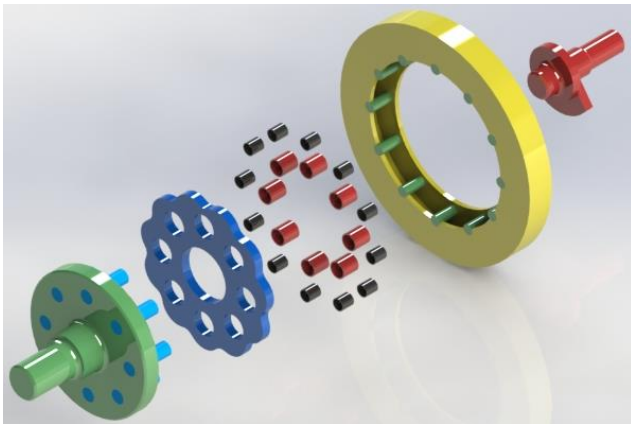


Figura 7 - Partes fundamentales del reductor cicloidal (a)

Además, se muestra en la Fig. 8 el reductor cicloidal (a) ensamblado demostrando que la metodología de diseño es congruente para generar series de reductores cicloidales con una diferencia de dientes pequeña, pero con capacidad de transmitir diferentes potencias; cuando se modifica una variable en las ecuaciones también lo hace el reductor cicloidal.

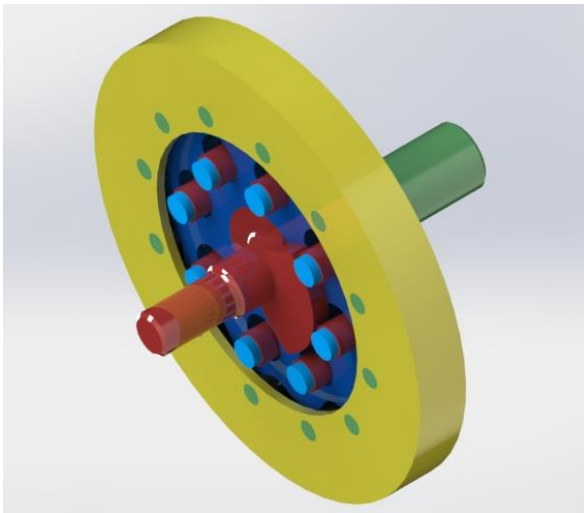


Figura 8 - Reductor cicloidal (a) ensamblado en SolidWorks

diseño establecida por los autores, utilizando el software SolidWorks como soporte CAD.

3. Al variar algún parámetro del reductor cicloidal, como el número de dientes, ya sea de la rueda de rodillos o del engrane cicloidal, o el radio de la rueda de rodillos, o el radio del rodillo, se puede generar una geometría diferente del engrane cicloidal, así como modelar todas piezas del reductor cicloidal.
4. La serie o familia de reductores que puede generarse no está limitada, pudiéndose obtener variantes en función de la potencia a transmitir y no seleccionar el reductor como se hace actualmente en la mayoría de los casos en que se utilizan los estandarizados que están disponibles en el mercado.

#### REFERENCIAS

1. Norton, R.L., *Diseño de Maquinaria Síntesis y Análisis de Maquinas y Mecanismos*. 2013. 5 Edición.
2. al., F.J.R.e., *Tren de engranajes planetarios tipo Cyclo*. XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010.
3. Chen, B., et al., *Generation and investigation of a new cycloid drive with double contact*. Mechanism and Machine Theory, 2012. **49**: p. 270-283.
4. Shin, J.-H. and S.-M. Kwon, *On the lobe profile design in a cycloid reducer using instant velocity center*. Mechanism and Machine Theory, 2006. **41**(5): p. 596-616.
5. Chen, B., et al., *Gear geometry of cycloid drives*. Science in China Series E: Technological Sciences, 2008. **51**(5): p. 598-610.
6. Li, S., *Design and strength analysis methods of the trochoidal gear reducers*. Mechanism and Machine Theory, 2014. **81**: p. 140-154.
7. Borisov, P., *Design of a Planetary Cyclo Drive Speed Reducer Cycloid Stage , Geometry , Element Analyses*. 2012.

#### 4. Conclusiones

1. Se obtuvo una metodología por parte de los autores que permite realizar la síntesis de una serie o familia de reductores cicloidales con capacidad para transmitir diferentes potencias durante sus funcionamientos.
2. Se parametrizan las variables fundamentales de los reductores cicloidales utilizando la metodología de